

1. JP,2606226,B

## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

(57) [Claim(s)]

[Claim 1] the fuel which made the state variable the adhesion fuel quantity  $f_w$  to an inlet-pipe wall surface, and evaporation fuel quantity  $f_v$  within this inlet pipe, and flowed in the fuel oil consumption  $q$  from a fuel injection valve, the rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine, the evaporation  $V_f$  of inlet-pipe wall surface adhesion fuel, and the cylinder -- the behavior of the fuel which flows in the cylinder of an internal combustion engine based on the air content  $m$  which flows in the fuel-air ratio  $\lambda$  showing the fuel of a gaseous mixture, and the ratio of air,

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\alpha_2 & 0 \\ 0 & 1-\alpha_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_4 \\ \alpha_6 \end{bmatrix} \cdot q(k) \\ + \begin{bmatrix} -\alpha_5 \\ +\alpha_5 \end{bmatrix} \cdot V_f(k) / \omega(k)$$

and a cylinder

$$\lambda(k) \cdot m(k) = [\alpha_2 \quad \alpha_3] \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} \\ + (1 - \alpha_4 - \alpha_6) q(k)$$

(Here,  $k$  shows the  $k$ -th cycle in an intake stroke, and  $\alpha_2$ - $\alpha_6$  show a predetermined value.)

In conformity with the physical model described by the becoming formula, the aforementioned adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  of an internal combustion engine are calculated during rotation of an internal combustion engine. It is the fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine which controls the fuel oil consumption  $q$  from a fuel injection valve. The adhesion fuel quantity which does not leak to per 1 cycle to the inlet-pipe exterior, but collects in an inlet pipe after a rotation halt of an internal combustion engine comparatively  $P$ , Behavior of the fuel under engine halt [ in / an inlet pipe / comparatively based on the vapor rate  $D$  of  $Q$  and inlet-pipe wall surface adhesion fuel ] of the evaporation fuel quantity which does not leak to per 1 cycle to the inlet-pipe

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k)$$

exterior, but collects in an inlet pipe,

(Here,  $k$  shows the  $k$ -th cycle in an intake stroke.)

The fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine equipped with an initializing means to set up a presumed means to presume the aforementioned adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  based on the physical model described by the becoming formula, and the adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  presumed by this presumed means at the time of restart of an internal combustion engine as initial value of the state variable in control of the aforementioned fuel oil consumption  $q$ .

[Claim 2] A presumed means is the fuel-oil-consumption control unit of an internal combustion engine given

[ equipped with a presumed stop means to stop presumption with the aforementioned adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  when the adhesion fuel quantity  $f_w$  presumed becomes below the specified quantity, and/or when the evaporation fuel quantity  $f_v$  will be in a saturation state ] in the 1st term of a patent claim.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DETAILED DESCRIPTION

## [Detailed Description of the Invention]

## The purpose of invention [Field of the Invention]

this invention relates to the fuel-oil-consumption control unit which controls the fuel oil consumption from a fuel injection valve in conformity with the physical model which described the behavior of the fuel which flows in the cylinder of an internal combustion engine.

## [Description of the Prior Art]

the fuel conventionally supplied to an internal combustion engine -- as one of the fuel-oil-consumption control units which control the fuel oil consumption from a fuel injection valve so that the air-fuel ratio of a gaseous mixture turns into a target air-fuel ratio. Amendment correction value for the basic fuel oil consumption calculated to JP,59-196930, A from the rotational speed and the inhalation air content of an internal combustion engine like a publication. For example, a control input, Make into a control output the actual measurement of the air-fuel ratio detected using an air-fuel ratio sensor, and it identifies as that of which alignment approximation consists between this control input and a control output. It asks for the physical model which describes dynamic behavior of an internal combustion engine, and the control unit based on the so-called linear control theory constituted so that fuel oil consumption might be controlled by the control law designed based on this is known.

## [Problem(s) to be Solved by the Invention]

However, originally the relation between the above-mentioned amount of control inputs and the amount of control outputs is nonlinear, and can describe dynamic behavior of an internal combustion engine to accuracy only under a very narrow service condition by having only asked for the physical model by linear approximation. For this reason, in the conventional control unit, it had to ask for the mathematical model for two or more operating range of every which can be regarded as linear approximation being realized, and the control law had to be designed for every operating range based on this physical model. Therefore, in this kind of control unit, the control law used for control had to be changed for every operating range of an internal combustion engine corresponding to the above-mentioned physical model, and there was a problem that control became complicated. Moreover, in the boundary point of each operating range, there is also a problem that control benefits the change of a control law unstable.

Moreover, it was possible that consideration is not made even about the fuel quantity which is \*\*\*\*(ing) in the inlet pipe after a rotation halt of an engine, but it becomes exaggeratedly rich at the time of restart, and the starting characteristic is worsened.

Then, the fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine of this invention can control fuel oil consumption with a sufficient precision under the wide range service condition of an internal combustion engine, without changing a control law as mentioned above (by namely, one control law), and aims at moreover improving the property at the time of restart.

## Composition of invention [the means for solving a trouble]

The fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine of this invention made in order to attain the above-mentioned purpose it illustrates to a view 1 -- as -- The adhesion fuel quantity  $f_w$  to an inlet-pipe wall surface and evaporation fuel quantity  $f_v$  within this inlet pipe are made into a state variable. the fuel which flowed in the fuel oil consumption  $q$  from a fuel injection valve, the rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine, the evaporation  $V_f$  of inlet-pipe wall surface adhesion fuel, and the cylinder -- the behavior of the fuel which flows in the cylinder of an internal combustion engine based on the air content  $m$  which flows in the fuel ratio  $\lambda$  showing the fuel of a gaseous mixture, and the ratio of air, and a cylinder

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\alpha_2 & 0 \\ 0 & 1-\alpha_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_4 \\ \alpha_6 \end{bmatrix} \cdot q(k) \\
 + \begin{bmatrix} -\alpha_5 \\ +\alpha_5 \end{bmatrix} \cdot V f(k) / \omega(k) \\
 \lambda(k) \cdot m(k) = [\alpha_2 \quad \alpha_3] \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} \\
 + (1 - \alpha_4 - \alpha_6) q(k)$$

(Here, k shows the k-th cycle in an intake stroke, and alpha2-alpha6 show a predetermined value.)  
 In conformity with the physical model described by the becoming formula, the aforementioned adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv of an internal combustion engine are calculated during rotation of an internal combustion engine. It is the fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine which controls the fuel oil consumption q from a fuel injection valve. The adhesion fuel quantity which does not leak to per 1 cycle to the inlet-pipe exterior, but collects in an inlet pipe after a rotation halt of internal combustion engine comparatively P, Behavior of the fuel under engine halt [ in / an inlet pipe / comparatively based on the vapor rate D of Q and inlet-pipe wall surface adhesion fuel ] of the evaporation fuel quantity which does not leak to per 1 cycle to the inlet-pipe

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k)$$

exterior, but collects in an inlet pipe,

(Here, k shows the k-th cycle in an intake stroke.)

A presumed means M1 to presume the aforementioned adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv based on the physical model described by the becoming formula It has an initializing means M2 to set up the adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv which were presumed by this presumed means M1 at the time of restart of an internal combustion engine as initial value of the state variable in control of the aforementioned fuel oil consumption q.

Two formulas as a physical model used in case the adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv are calculated here are explained.

The fuel quantity fc which flows in the cylinder of an internal combustion engine first can be described like the following formula (1) using the fuel oil consumption q from a fuel injection valve, the adhesion fuel quantity fw to an inlet-pipe wall surface, and the evaporation fuel quantity fv inside an inlet pipe.

$F_c = \alpha_1 q + \alpha_2 f_w + \alpha_3 f_v$  -- (1)

The above-mentioned fuel quantity fc Namely, direct inflow alpha1 and q of the injection fuel from a fuel injection valve M3, From it being thought that the indirect inflow alpha 2, fw(s), and the injection fuel regions from the inlet pipe to which the injection fuel adhered are the inflow alpha 3 of the evaporation fuel which exists in the interior of an inlet pipe by evaporation of wall surface adhesion fuel, and total with fv The fuel quantity fc which flows in a cylinder like an upper formula (1) can be described.

In an upper formula (1), since fuel oil consumption q becomes settled with the controlled variable of a fuel injection valve, if the adhesion fuel quantity fw to an inlet-pipe wall surface and the evaporation fuel quantity fv within an inlet pipe can be known, fuel quantity fc can be predicted.

Then, the above-mentioned adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv are considered below.

First, according to an inflow into the cylinder at the time of an intake stroke, for every inhalation-of-air cycle, the adhesion fuel quantity fw to an inlet-pipe wall surface increases, when a part of the fuel oil consumption q alpha 4 which alpha 2 decreases in part, and also decreases by evaporation inside an inlet pipe and is injected from a fuel

injection valve synchronizing with an inhalation-of-air cycle adheres. Moreover, the fuel evaporation for every intake stroke can be expressed as  $\alpha_5$  and  $V_f/\omega$ . For this reason, the adhesion fuel quantity  $f_w$  to an inlet-pipe wall surface can be described as shown in the following formula (2).

$$f_w(k+1) = (1-\alpha_2), f_w(k) + \alpha_4, q(k)-\alpha_5 \text{ and } V_f(k) / \omega(k) \quad (2)$$

(However,  $k$ :inhalation-of-air cycle)

On the other hand, according to an inflow into the cylinder at the time of an intake stroke, for every inhalation-of-air cycle, the evaporation fuel quantity  $f_v$  inside an inlet pipe increases, when [ the ]  $\alpha_3$  decreases in part and also a part of fuel oil consumption  $q$   $\alpha_6$  evaporates, and it increases by fuel evaporation of the above-mentioned adhesion fuel further. For this reason, the evaporation fuel quantity  $f_v$  in an inlet pipe can be described as shown in the following formula (3).

$$f_v(k+1) = (1-\alpha_3), f_v(k) + \alpha_6, q(k)+\alpha_5 \text{ and } V_f(k) / \omega(k) \quad (3)$$

The evaporation  $V_f$  of the fuel from the wall surface of an inlet pipe M1 can be calculated here as a function of the maximum vapor tension  $P_s$  of the fuel within an inlet pipe M1, and the pressure (pressure-of-induction-pipe force)  $P$  of the inlet-pipe M1 interior. Moreover, although the letter atmospheric pressure  $P_s$  of saturation is difficult for carrying out direct detection by the sensor, maximum vapor tension  $P_s$  is the function of the adhesion fuel temperature  $T$  to an inlet-pipe wall surface. Since the adhesion fuel temperature  $T$  can be represented with the water-jacket water temperature of an internal combustion engine M2, or the CHT near a suction port A temperature sensor can detect water-jacket water temperature or a CHT, and maximum vapor tension  $P_s$  can be searched for using the \*\*\*\* operation expression showing, for example in the following formula (4) which makes a parameter detection result  $T$  (degree K).

$$P_s = \beta_1, T_2 - \beta_2, \text{ and } T + \beta_3 \quad (4)$$

(However,  $\beta_1, \beta_2, \text{ and } \beta_3$ :constant)

For this reason, what is necessary is just to carry out detection of the evaporation  $V_f$  of the fuel from an inlet-pipe wall surface as [ detect / evaporation  $V_f$  / using the data map or operation expression which makes a parameter each / these / values  $P_s$  and  $P$  / detect the pressure-of-induction-pipe force  $P$  using a well-known intake-pressure sensor, and ] while searching for maximum vapor tension  $P_s$  based on the detecting signal from the temperature sensor which detects water-jacket water temperature or a CHT. Moreover, the fuel evaporation  $V_f$  is the following formula (5) which makes maximum vapor tension  $P_s$  a parameter since it changes with maximum vapor tension  $P_s$  a lot.

$$V_f = \beta_4, P_s \quad (5)$$

(However,  $\beta_4$ :constant)

You may make it ask in \*\*\*\*\* approximation.

next, the fuel with which the charge  $f_c$  of fuel ( $k$ ) inhaled in the cylinder of an internal combustion engine was supplied to the internal combustion engine -- it can describe like the following formula (6) from air-content  $m(k)$  which flowed in fuel-air-ratio [ of a gaseous mixture ]  $\lambda(k)$ , and the cylinder

$$f_c(k) = \lambda(k) - m(k) \quad (6)$$

The air content  $m$  which flows in a cylinder M3 here is following formula  $m = \{\beta_{ax}(\omega) \text{ and } P - \beta_{ay}\} (\omega) / T_i$  which makes a parameter the pressure-of-induction-pipe force  $P$ , an intake-air temperature  $T_i$ , and rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine M2. -- (6.5)

It can be alike and can compute more easily. For this reason, the intake-pressure sensor and intake temperature sensor of common knowledge of the pressure-of-induction-pipe force  $P$  and an intake-air temperature  $T_i$  can detect an air content  $m$ , and it can detect by asking using an upper formula based on the detection result and the detection result by the above-mentioned rotational-speed sensor. moreover, the map which makes a parameter the pressure-of-induction-pipe force  $P$  and rotational speed  $\omega$  -- the basic air content  $m$  -- asking -- the calculation result -- an intake-air temperature -- an amendment -- an air content  $m$  is also detectable by things Moreover, the air content which forms a well-known air flow meter in the throttle-valve upstream, and flows in an inlet pipe M1 is detected, and you may make it presume the air content  $m$  which flows in a cylinder M3 based on the detection result at the time of an intake stroke. Therefore, if the coefficients  $\alpha_1$ - $\alpha_6$  of each above-mentioned formula are determined by the technique of system identification, as shown in the following formula (7) and (8), the equation of state (7) and output equation (8) which were expressed by the discrete time system by making the inhalation-of-air cycle of an internal combustion engine into a sampling period and which make a state variable the adhesion fuel quantity and evaporation fuel quantity to an inlet-pipe wall surface can be obtained. The physical model which describes the behavior of fuel which acts as Nagare into the cylinder of an internal combustion engine with these equation of states (7) and output equations (8) is expressed.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1-\alpha_2 & 0 \\ 0 & 1-\alpha_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} \alpha_4 \\ \alpha_6 \end{bmatrix} \cdot q(k) \\
 &+ \begin{bmatrix} -\alpha_5 \\ +\alpha_5 \end{bmatrix} \cdot V f(k) / \omega(k) \quad \dots (7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \lambda(k) \cdot m(k) &= [\alpha_2 \quad \alpha_3] \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} \\
 &+ (1 - \alpha_4 - \alpha_6) q(k) \quad \dots (8)
 \end{aligned}$$

Since it is also indirectly undetectable using the operation expression which cannot carry out direct detection using a sensor like rotational speed  $\omega$ , and makes the detection result by the sensor a parameter like the evaporation  $V_f$  of fuel, or an air content  $m$ , the adhesion fuel quantity  $f_w$  and evaporation fuel quantity  $f_v$  are carried out as [ presume ] using the operation expression set up based on the above-mentioned physical model (specifically equation of state of (7) formulas), or this physical model.

As a means of this presumption, for example In addition, the minimum dimension observer (Minimal Order Observer), The same dimension observer (Identity Observer), a limited setting observer (Dead Beat Observer), As a linear-function observer (Linear Function Observer) or an adaptive observer (Adaptive Observer) Work "mechanical system control" (Showa 59) Ohm-Sha Ltd. besides work "basic system theory" (Showa 53) Corona Publishing Co., Ltd. or Katsuhisa Furuta besides Katsuhisa Furuta etc., It may constitute as an observer with the design method of the common knowledge currently boiled and explained in detail, and you may constitute so that a state variable may be computed using the above-mentioned (7) formula as it is. In this way, based on product (namely, target fuel quantity made to flow in cylinder)  $\lambda_{bdr}$  with the estimate  $f_w$  and  $f_v$  of adhesion fuel quantity and evaporation fuel quantity, the evaporation  $V_f/\omega$  per 1 cycle \*\*, and the air content  $m$  and target fuel-air-ratio  $\lambda_{bdr}$  for which it asked, the fuel quantity control unit of an internal combustion engine computes the fuel oil consumption  $q$  from a fuel injection valve.

The presumed means M1 computes the adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  after a rotation halt of an internal combustion engine based on the physical model which described the behavior of the fuel under engine halt in an inlet pipe by the following formula (9).

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k) \quad \dots (9)$$

P and Q show the rate of the adhesion fuel quantity which does not leak to per 1 cycle to the inlet-pipe exterior, respectively, but collects in an inlet pipe, and evaporation fuel quantity, and a value becomes settled experimentally here. Therefore, when P and Q are values 1 mostly, it is shown that most air pipes after a halt of an engine are the sealed systems without leak. D(k) shows the vapor rate to which the fuel adhering to the inlet-pipe wall surface evaporates in an inlet pipe in per 1 cycle. Since the pressure in an inlet pipe will not change if an engine stops, D(k) becomes the function of only the temperature of an inlet-pipe wall surface. Moreover, the presumed means M1 may stop on the way, if it results in a certain state even if it carries out by obtaining presumption of the adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv based on operation expression (9) in Japanese common chestnut till starting of the degree from after a halt of an engine and continues. If you may make it change according to the temperature of an inlet-pipe wall surface, it considers as a period short when the temperature descent immediately after an engine halt is intense, and it passes for a while since an engine halt, even if it sets it as the fixed value of [ the time of the former ] every second in Japanese common chestnut or the period of \*\*\*\*, and temperature becomes fixed, you may set it as a long period (for example, 1 hour). It is fv(k+1) = f(k) as a presumed condition precedent at the time of the latter.

fv(k+1) >= Vxg (when it results in a steady state in P!=1 and Q!=1) (when it results in a saturation state in P=Q=1, it is V:inlet-pipe content volume g:saturated steam density)

fw=0 etc. can be mentioned (when all are leaked and the adhesion fuel quantity fw has been lost).

Even if it may use the state variables fw and fv immediately after a halt which becomes settled with a physical model (a formula (7), (8)) as initial value of the adhesion fuel quantity used in case the presumed means M1 is presumption after an engine halt, and evaporation fuel quantity or uses the value presumed based on the injection quantity q and rotational speed omega to the map and operation expression before a halt even if it was before the rotation halt of an engine, you may further only use a fixed value.

The initializing means M2 is good also considering the amount which subtracted an increased part at the time of starting from the adhesion fuel quantity fw which sets up the adhesion fuel quantity and the evaporation fuel quantity which were presumed by the presumed means M1 at the time of restart of an internal combustion engine as initial value of the state variables fw and fv in control of the aforementioned fuel oil consumption, and was beforehand presumed by the presumed means M1 in consideration of the fuel increase in quantity at the time of starting, and the evaporation fuel quantity fv as initial value of state variables fw and fv

[Function]

During rotation of an internal combustion engine, in conformity with the physical model which described the behavior of the fuel which flows in the cylinder of an internal combustion engine by the above-mentioned formula (7) and (8), the fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine of this invention calculates the adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv, and controls the fuel oil consumption q from a fuel injection valve. For this reason, based on a single control law, fuel oil consumption is controllable by the bottom of the wide range service condition of an internal combustion engine with a sufficient precision.

On the other hand, after a halt of an internal combustion engine, based on the physical model with which the presumed means M1 described the behavior of the fuel under engine halt in an inlet pipe by the above-mentioned formula (9), the adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv are presumed, and the initializing means M2 sets up the adhesion fuel quantity fw and the evaporation fuel quantity fv which were presumed by the presumed means M1 as initial value of the state variable in control of fuel oil consumption q at the time of restart of an internal combustion engine.



That is, since the fuel quantity which is \*\*\*\*(ing) in an inlet pipe can be calculated correctly and it is set up as initial value of the state variables fw and fv in control of fuel oil consumption q at the time of restart, fuel is not supplied too much at the time of restart, and the starting characteristic at the time of restart can be improved.

[Example]

The example of this invention is explained with a drawing below.

A view 2 is an outline block diagram showing the composition of the internal combustion engine 2 with which this invention was applied, and its peripheral device first.

The inlet pipe 4 is equipped with the surge tank 10 for suppressing the throttle valve 8 for controlling the air cleaner 6 and the amount of inhalation of air which wash inhalation air, and pulsation of inhalation of air, the intake-pressure sensor 12 which detects the pressure (pressure-of-induction-pipe force) P of the interior, and the intake temperature sensor 13 which detects an intake-air temperature  $T_i$  so that it may illustrate.

the fuel which flowed into the exhaust pipe 14 in cylinder 2a of an internal combustion engine 2 from the oxygen density under exhaust air on the other hand -- it has the oxygen sensor 16 for detecting the fuel-air ratio  $\lambda$  of a gaseous mixture, and the three-way-component-catalyst converter 18 for purifying exhaust air

Moreover, it is attached in the rotational-speed sensor 22 for detecting the rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine 2 from rotation of the distributor 20 besides the above-mentioned intake-pressure sensor 12, an intake temperature sensor 13, and an oxygen sensor 16, the crank 24 for similarly detecting the fuel-injection timing t from rotation of a distributor 20 to an internal combustion engine 2, and the water jacket of an internal combustion engine 2 as a sensor for detecting the operational status, and the internal combustion engine 2 concerned is equipped with the coolant temperature sensor 26 which detects the cooling water temperature T. In addition, a distributor 20 is for impressing the high voltage from an ignitor 28 to an ignition plug 29 by predetermined ignition timing. The detecting signal from each above-mentioned sensor is used for it being outputted to the electronic control circuit 30 constituted as a logic operation circuit centering on a microcomputer, driving a fuel injection valve 32, and controlling the fuel oil consumption from a fuel injection valve 32.

An electronic control circuit 30 Although data processing is performed by CPU40 and CPU40 which perform data processing for fuel-oil-consumption control according to the control program set up beforehand ROM42 on which a required control program and a required initial data were recorded beforehand, and although data processing is similarly performed by CPU40 It consists of output ports 48 for outputting a driving signal to a fuel injection valve 32 according to the input port 46 for the data used inputting RAM44 and the detecting signal from each above-mentioned sensor which are written temporarily, and data processing in CPU40 etc. the fuel which flows in cylinder 2a of an internal combustion engine 2 -- it is constituted so that the fuel-air ratio  $\lambda$  of a gaseous mixture may be set to target fuel-air-ratio  $\lambda_{\text{target}}$  set up according to the operational status of an internal combustion engine 2 and the fuel oil consumption q from a fuel injection valve 32 may be fed back Next, the control system used for this feedback control is explained based on the block diagram shown in a view 3. In addition, a view 3 is drawing showing a control system, and is realized as a discrete time system by a series of program executions which do not show hard composition and were shown in the flow chart of a view 4 in fact. Moreover, the control system of this example is designed based on the physical model shown in (above-mentioned 7) and above-mentioned (8) formulas during rotation of an internal combustion engine, and is designed based on the physical model shown in the above-mentioned (9) formulas during the halt of an internal combustion engine.

As shown in a view 3, in the control system of this example, the cooling water temperature T first detected with the above-mentioned coolant temperature sensor 26 is inputted into the 1st operation part P1. Then, in the 1st operation part P1, the inputted cooling water temperature T is changed into the maximum vapor tension  $P_s$  of the fuel within an inlet pipe 4 using the operation expression like the above-mentioned (4) formulas, and the changed maximum vapor tension  $P_s$  is further changed into the evaporation  $V_f$  of the fuel which adhered to the wall surface of an inlet pipe 4 by the operation expression like the above-mentioned (5) formulas. Moreover, the changed evaporation  $V_f$  is inputted into the division section P2, and a division is carried out by the rotational speed  $\omega$  of the internal combustion engine 2 detected using the above-mentioned rotational-speed sensor 22. And the division result  $V_f/\omega$  is inputted into the coefficient  $f_5$  multiplication section P3, and the multiplication of the coefficient  $f_5$  set up beforehand is carried out. The rotational speed  $\omega$  detected by the degree sensor 22 of \*\*\*\*\* on the other hand is inputted also into the 2nd operation part P4 with the intake-air temperature  $T_i$  detected by the pressure-of-induction-pipe force P detected by the intake-pressure sensor 12, and the intake temperature sensor 13. the thing for the 2nd operation part P4 computing the air content m which flows in cylinder 2a using the operation expression like an above-mentioned formula (6.5) from the rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine 2, and the pressure-of-induction-pipe force P and an intake-air temperature  $T_i$  -- it is -- the calculation result -- the [ 1st multiplication section P5 and ] -- it is outputted to 2 multiplication sections P6 the [ and ] -- the fuel which flowed in cylinder 2a detected by the above-mentioned oxygen

sensor 16 in 1 multiplication section P5 -- the multiplication of the air content  $m$  computed by the fuel-air ratio  $\lambda$  and the 2nd operation part P4 of a gaseous mixture is carried out, and fuel quantity (real fuel quantity)  $\lambda m$  which actually flowed in cylinder 2a by this is computed

In the 2nd multiplication section P6, the multiplication of the air content  $m$  computed by the 2nd operation part P4 is carried out to target fuel-air-ratio  $\lambda_r$  set up according to the load of an internal combustion engine 2, and fuel quantity (target fuel quantity)  $\lambda_r m$  which should flow in cylinder 2a by this is computed again. And target fuel quantity  $\lambda_r m$  computed in the multiplication section P6 is inputted into the coefficient  $f_4$  multiplication section P7, and the multiplication of the coefficient  $f_4$  set up beforehand is carried out.

the [ moreover, ] -- the [ 1 multiplication section P5 and ] -- both the calculation results of 2 multiplication sections P6 are inputted into the deflection calculation section P8, and the deflection  $m$  ( $\lambda - \lambda_r$ ) is computed. And the calculation result is added in the serial addition section P9, and the multiplication of the coefficient  $f_3$  to which the coefficient  $f_3$  was beforehand set in the multiplication section P10 is carried out to the calculation result.

The multiplication result  $Vf/\omega$  of real fuel quantity  $\lambda m$  computed by above-mentioned 1st multiplication section P5 and the division section P2 is outputted also to an observer P11. An observer P11 has the 1st observer and 2nd observer, and the operation expression by which the 1st observer was beforehand set up during rotation of an internal combustion engine is used. Real fuel quantity  $\lambda m$ , The adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  are presumed from adhesion fuel quantity  $**w$  to inlet-pipe 4 wall surface presumed to be the division result  $Vf/\omega$  of the division section P2 the fuel oil consumption  $q$  from a fuel injection valve 32, and last time, and evaporation fuel quantity  $**v$  within an inlet pipe 4. The multiplication of the coefficients  $f_1$  and  $f_2$  is carried out to the presumed result  $**w$  and  $**v$  in the coefficient  $f_1$  multiplication section P12 and the coefficient  $f_2$  multiplication section P13, respectively.

Furthermore, the multiplication result from these multiplication sections P12 and P13 is added by adder units P14-P17 with the multiplication result in other multiplication sections P4, P7, and P10, and the fuel oil consumption  $q$  from a fuel injection valve 32 is determined by this.

On the other hand, the 2nd observer reads estimate  $**w$  of the adhesion fuel quantity immediately after a rotation halt, and evaporation fuel quantity, and  $**v$  from the 1st observer during a halt of an internal combustion engine, and using the operation expression beforehand set up considering this value as initial value, adhesion fuel quantity  $**ws$  and evaporation fuel quantity  $**vs$  are obtained in Japanese common chestnut, are carried out, and are presumed. When an internal combustion engine restarts, the 2nd observer returns presumed adhesion fuel quantity  $**ws$  and evaporation fuel quantity  $**vs$  to the 1st observer, and the 1st observer sets this value  $**ws$  and  $**vs$  to initial value  $**wo$  at the time of restart, and  $**vo$ .

Next, the design method of the control system of the view 3 of the above is explained. In addition, as the design method of this kind of control system, since it is detailed to the system written by Katsuhisa Furuta "digital control of a real system", control, Vol.28, the omega.12 (1984) Society of Instrument and Control Engineers, etc., it explains to them briefly here, for example. Moreover, by this example, the design method of Smith-day BISON (Smith-Davison) shall be used.

The control system of this example mentioned above is designed based on the physical model shown in (above-mentioned 7) and above-mentioned (8) formulas. That is, the next processing is performed to the formula (7) which is a nonlinear physical model, and (8).

(1) Replace and linearize a variable, expand to (3) servo system in consideration of (2) disturbance, define a parameter in quest of (4) performance indices, and compute the optimal feedback gain  $F$ .

Consequently, in this example, a formula (11) can be obtained and the control system shown in a view 3 is done.

$$q(k) = f_1 + f_w(k) + f_2 + f_v(k) + \sum_{j=0}^{k-1} f_3 + m(j)$$

$$+ (\lambda(j) - \lambda_r) + f_4 + m(k) \lambda_r$$

$$+ f_5 + Vf(k) / \omega(k) \quad \dots (11)$$

Next, since an observer P11 cannot measure directly the adhesion fuel quantity  $f_w$  to inlet-pipe 4 wall surface in an upper formula (11), and the evaporation fuel quantity  $f_v$  within an inlet pipe 4, it is for presuming the value, and the 1st observer presumes during rotation of an internal combustion engine, and the 2nd observer presumes after a halt of an internal combustion engine. The design method of GOPINASU etc. is known as the design method of an observer, since it is detailed to a "basic system theory" (above-shown document) etc., the minimum dimension observer shall be designed here and the design is explained briefly. If the linear transform of (above-mentioned 7) and above-mentioned

(8) formulas is carried out, the general system of an observer will become settled like the following formula (12).

$$\begin{bmatrix} \hat{f} w(k+1) \\ \hat{f} v(k+1) \end{bmatrix} = \hat{A} \begin{bmatrix} \hat{f} w(k) \\ \hat{f} v(k) \end{bmatrix} + \hat{B} \lambda m(k) + \hat{J} \begin{bmatrix} q(k) \\ V f(k) / \omega(k) \end{bmatrix} \dots (12)$$

Thereby, the adhesion fuel quantity  $f_w$  and the evaporation fuel quantity  $f_v$  can be presumed.

The 2nd observer presumes adhesion fuel quantity  $**w_s$  which is  $****(ing)$  to the inlet pipe at the time of restart, and evaporation fuel quantity  $**v_s$  in conformity with the physical model degree type (13) which described the behavior of the fuel in the inlet pipe after a rotation halt of an engine.

$$\begin{bmatrix} \hat{f} w(k+1) \\ \hat{f} v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{f} w(k) \\ \hat{f} v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k) \dots (13)$$

After a halt of an engine, P and Q show the rate to which fuel did not leak to per period, but has collected in the inlet pipe, and become settled experimentally here. D(k) shows the vapor rate to which the adhesion fuel adhering to the inlet pipe evaporates in per period. By making adhesion fuel quantity  $**w$  in front of an engine halt of the 1st OBUSABA, and evaporation fuel quantity  $**v$  into initial value, the 2nd OBUSABA is obtained in Japanese common chestnut, is carried out in conformity with a formula (13), for every periodic second, and presumes adhesion fuel quantity  $**w_s$  and evaporation fuel quantity  $**v_s$ . It is completed by estimate  $**w_s$  and  $**v_s$  and is  $**v_s \geq Vxg$ . (V:inlet-pipe content volume g:saturated steam density)

Or when one conditional expression of  $**w_s=0$  is satisfied, the 2nd observer holds estimate  $**w_s$  and  $**v_s$  and ends presumption.

Next, it explains based on the flow chart which shows the fuel-injection control performed by the electronic control circuit 30 in a view 4. In addition, the following explanation expresses the amount treated in the present processing in a subscript (k).

The fuel-injection control concerned is started with the start up of an internal combustion engine 2, and repeat execution is always [ of an internal combustion engine 2 / on-stream ] carried out.

If processing is started, Step 100 will be performed first, initial setting of the injection quantity  $q_0$  estimate  $**v_s$  and in early stages of estimate  $**w_s$  of the adhesion fuel quantity by which the store is beforehand carried out to RAM44, and evaporation fuel quantity will be inputted and carried out to adhesion fuel quantity  $**w_o$ , evaporation fuel quantity  $**v_o$ , and fuel oil consumption  $q$ , respectively, and integration value  $Smlambda$  of the deflection of real fuel quantity  $lambdam$  and target fuel quantity  $lambdarm$  will be set as 0 at Step 110. And at continuing Step 120, based on the output signal from each above-mentioned sensor, it asks for fuel-air-ratio  $lambda(k)$ , pressure-of-induction-pipe force  $P(k)$ , an intake-air temperature  $T_i(k)$ , the rotational speed  $omega$  of an internal combustion engine 2 (k), and cooling water temperature  $T(k)$ , and shifts to Step 130.

At Step 130, target fuel-air-ratio  $lambdar$  according to the load of an internal combustion engine 2 is computed based on pressure-of-induction-pipe force  $P(k)$  for which it asked at the above-mentioned step 120, and the rotational speed  $omega$  of an internal combustion engine 2 (k). in addition -- this step 130 -- usually -- fuel, in order to set up target fuel-air-ratio  $lambdar$  so that the excess air factor of a gaseous mixture may be set to 1 (namely, theoretical air fuel

ratio), to increase the quantity of fuel from usual at the time of heavy load operation of an internal combustion engine 2 and to raise the output of an internal combustion engine. In order that target fuel-air-ratio  $\lambda_{\text{bdr}}$  may be set to a rich side, may decrease the quantity of fuel from usual at the time of light load operation of an internal combustion engine 2 and may improve mpg, target fuel-air-ratio  $\lambda_{\text{bdr}}$  is set to a RIN side.

If target fuel-air-ratio  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) is set up at Step 130, it will shift to Step 140 shortly. It is based on pressure-of-induction-pipe force  $P$  (k), the intake-air temperature  $T_i$  (k), and the rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine 2 (k) for which it asked at the above-mentioned step 120. Processing as the 2nd operation part P3 of the above which computes air-content  $m$  (k) which flows in cylinder 2a using the \*\*\*\* operation expression or the data map shown in the above-mentioned formula (6.5) is performed.

Moreover, at continuing Step 150, the maximum vapor tension  $PS$  in an inlet-pipe wall surface (k) is searched for based on cooling water temperature  $T$  (k) for which it asked at the above-mentioned step 120. By computing the value and the evaporation  $V_f$  (k) of the fuel which adhered to the inlet-pipe wall surface from pressure-of-induction-pipe force  $P$  (k), and carrying out the division of the calculation result with the rotational speed  $\omega$  of an internal combustion engine 2 (k) further Processing as the 1st operation part P1 which computes the evaporation  $V_f$  of the fuel from inlet-pipe 4 wall surface (k) (namely,  $V_f(k) / \omega(k)$ ) from the last intake stroke before the following intake stroke, and the division section P2 is performed.

And at continuing Step 160, the multiplication of the air-content  $m$  (k) for which it asked at the above-mentioned step 150 is carried out to fuel-air-ratio  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) for which it asked at the above-mentioned step 120, processing as 1st multiplication section P5 which computes real fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) which flowed in cylinder 2a at the time of the last intake stroke is performed, and it shifts to Step 170.

Real fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  for which it asked at the above-mentioned step 160 in Step 170 (k), The last fuel oil consumption  $q$  and the fuel evaporation  $V_{fw}$  from the inlet-pipe wall surface for which it asked at the above-mentioned step 150 (k), Processing as the 1st observer of the observer P11 which presumes adhesion fuel quantity  $**w$  (k) and evaporation fuel quantity  $**v$  (k) using the operation expression of the above (12) based on adhesion fuel quantity  $**w_o$  calculated last time and evaporation fuel quantity  $**v_o$  is performed.

Thus, if the adhesion fuel quantity  $fw$  is presumed at Step 170, it will shift to Step 180 and will judge whether estimate  $**w$  of the adhesion fuel quantity is negative. And when estimate  $**w$  is negative, the value is enacted to 0 at Step 190, and it shifts to Step 200, and with [ estimate  $**w$  ] zero [ or more ], it shifts to Step 270 as it is.

In addition, processing of this step 180 and Step 190 is because it is possible that the evaporation  $V_f/\omega$  of the inlet-pipe wall surface adhesion fuel computed for every intake stroke becomes large, and the adhesion fuel quantity  $fw$  of an inlet-pipe wall surface is presumed as a negative value when an internal combustion engine is operated by light load low rotation at the time of an elevated temperature with a cooling water temperature of 80 degrees C or more.

And at continuing Step 270, the multiplication of the air-content  $m$  (k) for which it asked at the above-mentioned step 140 is carried out to target fuel-air-ratio  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) set up at the above-mentioned step 130, and after performing processing as the 2nd multiplication section P6 which computes target fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) which flows in cylinder 2a, it shifts to Step 280.

Integration value  $S_{\lambda_{\text{bdr}}}$  of the deflection of real fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  and target fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  which were calculated last time at Step 280, Adhesion fuel quantity  $**w$  (k) and evaporation fuel quantity  $**v$  (k) which were set up at the above-mentioned step 170, From target fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) calculated at Step 270, and the fuel evaporation  $V_{fw}$  (k) calculated at Step 150, fuel-oil-consumption  $q$  (k) is computed using the above-mentioned (11) formulas, and it shifts to Step 290.

Then, at Step 290, fuel-injection control which opens the time fuel injection valve 32 according to fuel-oil-consumption  $q$  (k) computed at the above-mentioned step 190, and actually performs fuel injection to the fuel-injection timing determined based on the detecting signal from the above-mentioned crank angle sensor 24 is performed. Once fuel-injection control is performed at Step 290 and the fuel supply to an internal combustion engine 2 is completed Next, the deflection of real fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) for which shifted to Step 300 and it asked at the above-mentioned step 160, and target fuel quantity  $\lambda_{\text{bdr}}$  (k) calculated at Step 270 Processing as the serial addition section P10 in which add to integration value  $S_{\lambda_{\text{bdr}}}$  for which it asked last time, and it asks for integration value  $S_{\lambda_{\text{bdr}}}$  (k) is performed, and it shifts to Step 310. And at Step 310, adhesion fuel quantity  $**w$  (k) set up at Step 170 and evaporation fuel quantity  $**v$  (k) are set up as reference-value  $**w_o$  of the adhesion fuel quantity used in order to presume adhesion fuel quantity  $**w$  and evaporation fuel quantity  $**v$  by next processing, and evaporation fuel quantity, and  $**v_o$ . Although obtain in Japanese common chestnut during rotation of an engine, carry out, it shifts to Step 120, this routine is performed and fuel injection is performed, if rotation of an engine stops, it will shift to the processing after Step 330 (Step 320). In addition, even if an ignition key (not shown) is turned off and

fuel injection is stopped, while an engine is continuing rotating, processing of Step 120 - Step 320 is performed, and  $**w(k)$ ,  $**v(k)$ , and  $q(k)$  are computed. If rotation of an engine stops completely, by making adhesion fuel quantity  $**w$  in front of a halt, and evaporation fuel quantity  $**v$  into initial value, whenever it computes and (Step 330) computes adhesion fuel quantity  $**ws(k+1)$  and evaporation fuel quantity  $**vs(k+1)$  based on a formula (13) every other second, the store of  $**ws$  and the  $**vs$  will be carried out to RAM44, and a value will be updated (Step 340). It investigates whether it continued and was completed by adhesion fuel quantity  $**ws(k+1)$  and evaporation fuel quantity  $**vs(k+1)$  at Step 350. That is, the value of P and Q is about 1, when there is almost no leak and the interior of an inlet pipe results in maximum vapor tension ( $**vs(k+1) \geq V_{xg}$ ), or when it leaks completely and  $**ws(k+1)$  has become zero, the presumed operation by the 2nd observer is stopped and this routine is finished (Step 360). Therefore, estimate  $**ws$  by which the store is carried out to memory RAM 44, and  $**vs$  are used as initial value  $**wo$  for fuel-oil-consumption  $q$  calculation, and  $**vo$  at the time of an engine's restart.

Thus, although adhesion fuel quantity  $**w$  and evaporation fuel quantity  $**v$  are presumed by the 1st observer synchronizing with rotation, fuel oil consumption  $q$  is computed using this estimate  $**w$  and  $**v$  and the fuel injection from a fuel injection valve 32 is controlled if the fuel-oil-consumption control unit of this example is during rotation of an engine. After a rotation halt of an engine, by making estimate  $**w$  in front of a halt of the 1st observer, and  $**v$  into initial value,  $**ws$  after a halt and  $**vs$  are presumed by the 2nd observer, and it holds for every periodic second, and if completed by estimate  $**ws$  and  $**vs$ , presumption of the 2nd observer will be stopped. Therefore, it is used as held specification value  $**ws$ ,  $**vs$ , initial value  $**wo$  of the state variable at the time of \*\*\*\*\*, and  $**vo$ .

As explained above, in the fuel-injection control unit of this example, a control law is set up based on the physical model which described the behavior of the fuel in an internal combustion engine 2. For this reason, nonlinear compensation of the behavior of the fuel which changes with the inlet-pipe temperature of an internal combustion engine 2, i.e., the standby of an internal combustion engine 2, can be carried out by  $V_{fw}$  (namely,  $V_f/\omega$ ), and fuel oil consumption can be controlled by the single control law. Therefore, complicated control of changing a control law according to the operational status of an internal combustion engine like before becomes unnecessary, and simplification of a control system can be attained.

And since the fuel-oil-consumption control unit of this example presumes adhesion fuel quantity  $**ws$  after a halt, and evaporation fuel quantity  $**vs$  in conformity with the physical model which described the behavior of the fuel in the inlet pipe 4 after an engine halt, the fuel quantity which is \*\*\*\*(ing) in the inlet pipe 4 at the time of restart can be calculated correctly. Therefore, the idle property at the time of restart can be improved, without supplying fuel too much at the time of restart. Consequently, the blushing and engine stole of fuel to an injection valve 32 can be prevented, and also purification of exhaust gas and improvement in mpg can be aimed at. Since there is much \*\*\*\* fuel quantity when restarting to the inside of a short time after a halt especially, a big effect can be obtained. Effect of the invention As explained above, according to the fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine of this invention, a control law is set up in conformity with the physical model which described the behavior of the fuel in an internal combustion engine, and fuel oil consumption can be controlled with a sufficient precision by the bottom of the wide range service condition of an internal combustion engine based on a single control law.

And since the fuel-oil-consumption control unit of the internal combustion engine of this invention presumes the adhesion fuel quantity and evaporation fuel quantity after a halt in conformity with the physical model which described the behavior of the fuel in the inlet pipe after an engine halt by the presumed means, it does so the outstanding effect that the fuel quantity which is \*\*\*\*(ing) in the inlet pipe at the time of restart can be calculated correctly. Therefore, the idle property at the time of restart can be improved, without supplying fuel too much at the time of restart. Consequently, the blushing and engine stole of fuel to an injection valve can be prevented, and also purification of exhaust gas and improvement in mpg can be aimed at. Since there is much \*\*\*\* fuel quantity when restarting to the inside of a short time after a halt especially, a big effect can be obtained.

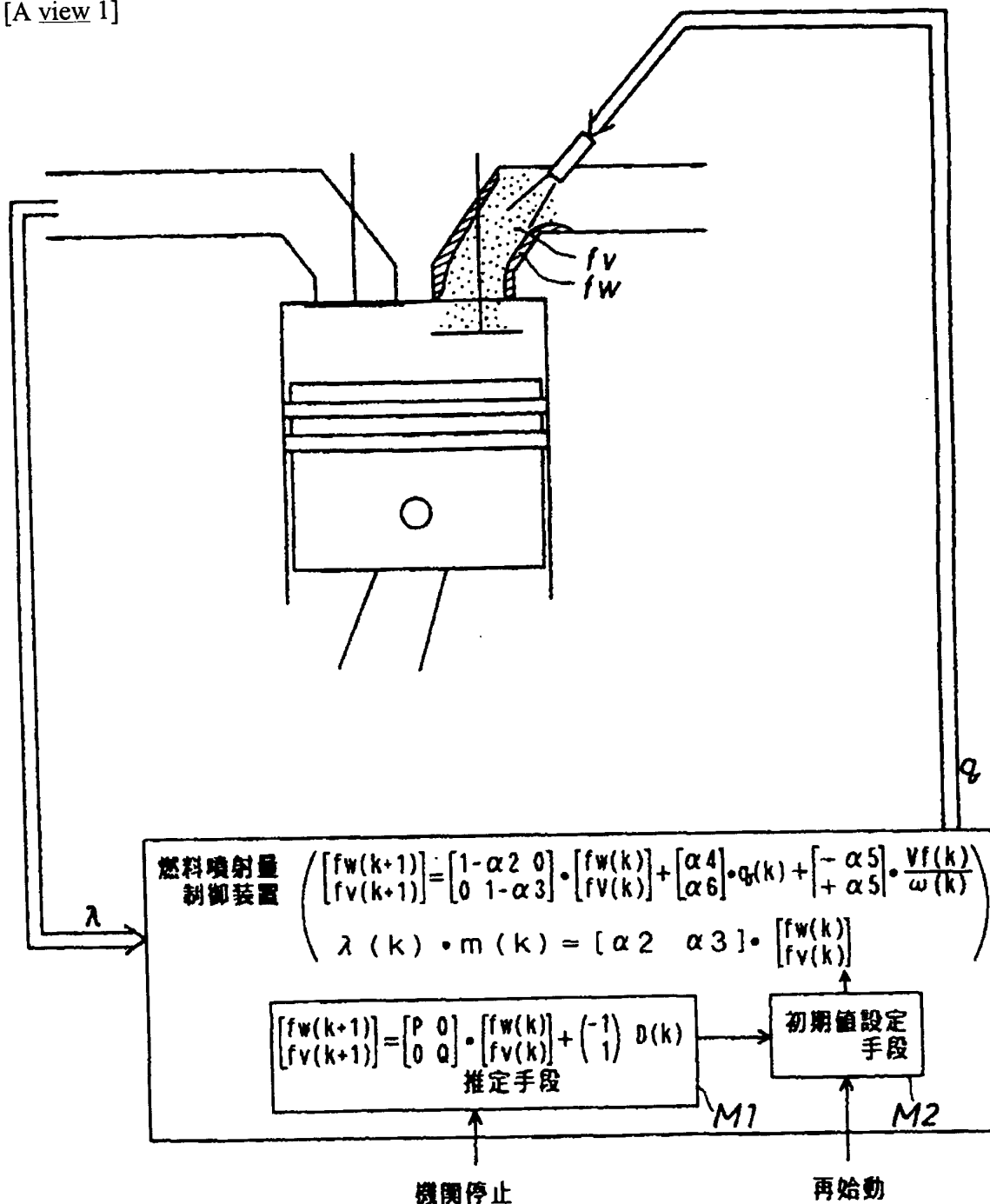
## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

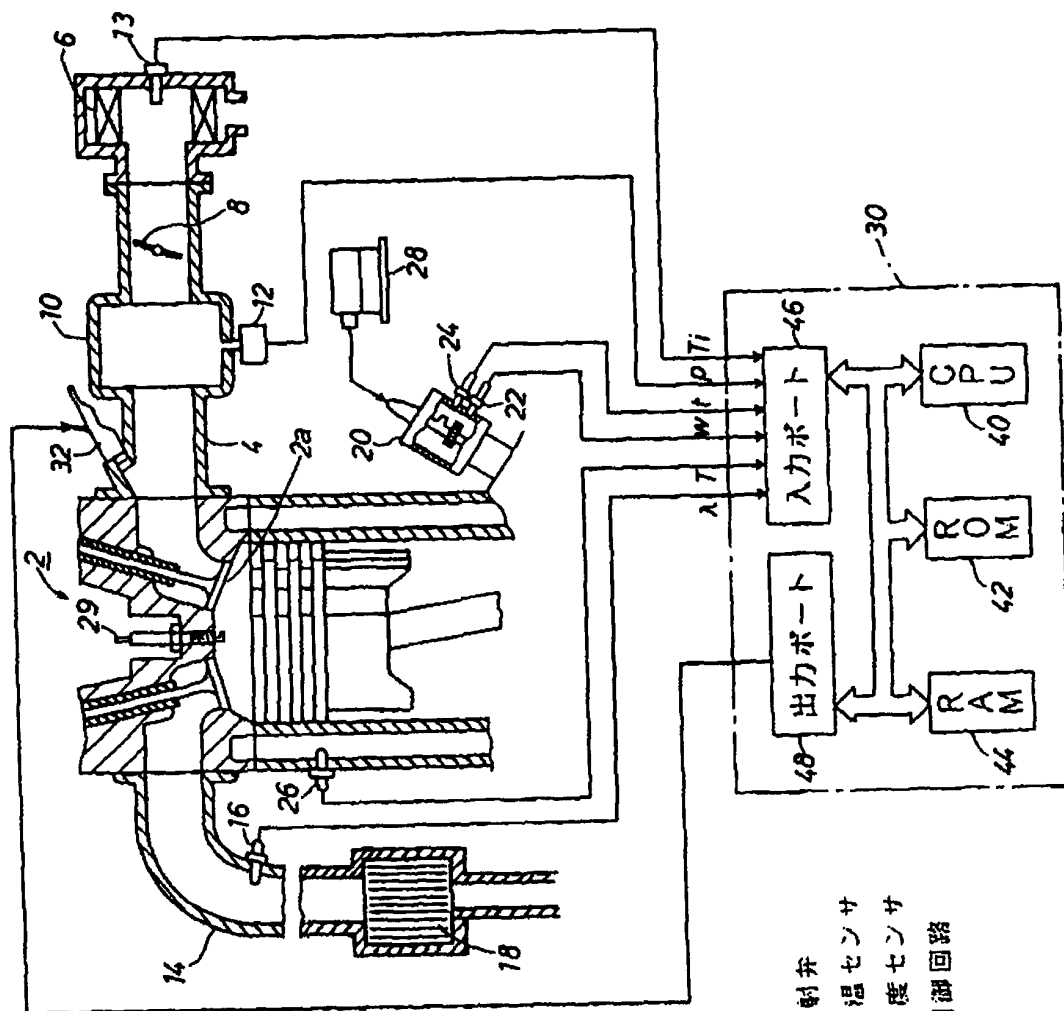
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

[A view 1]

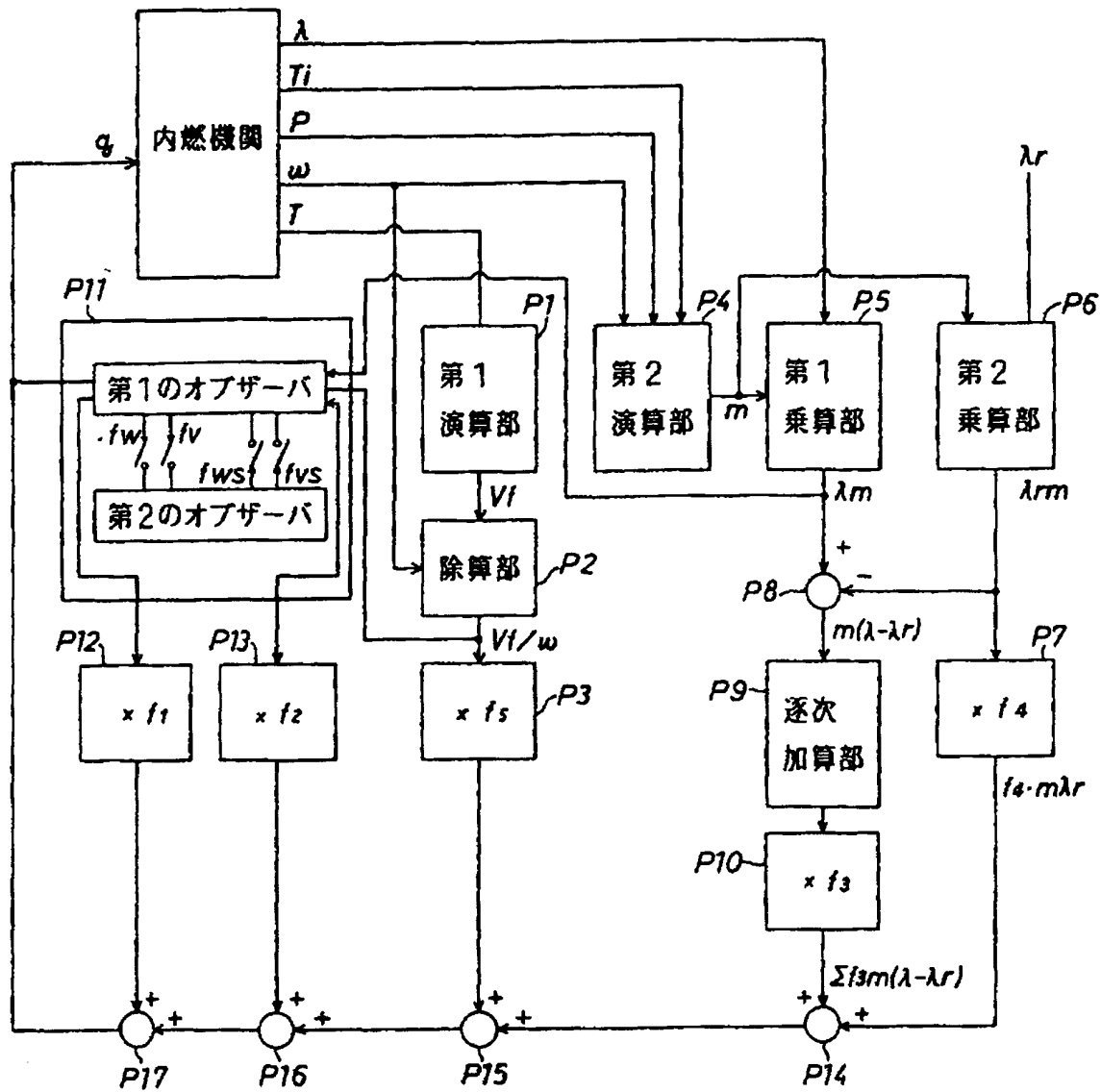


[A view 2]



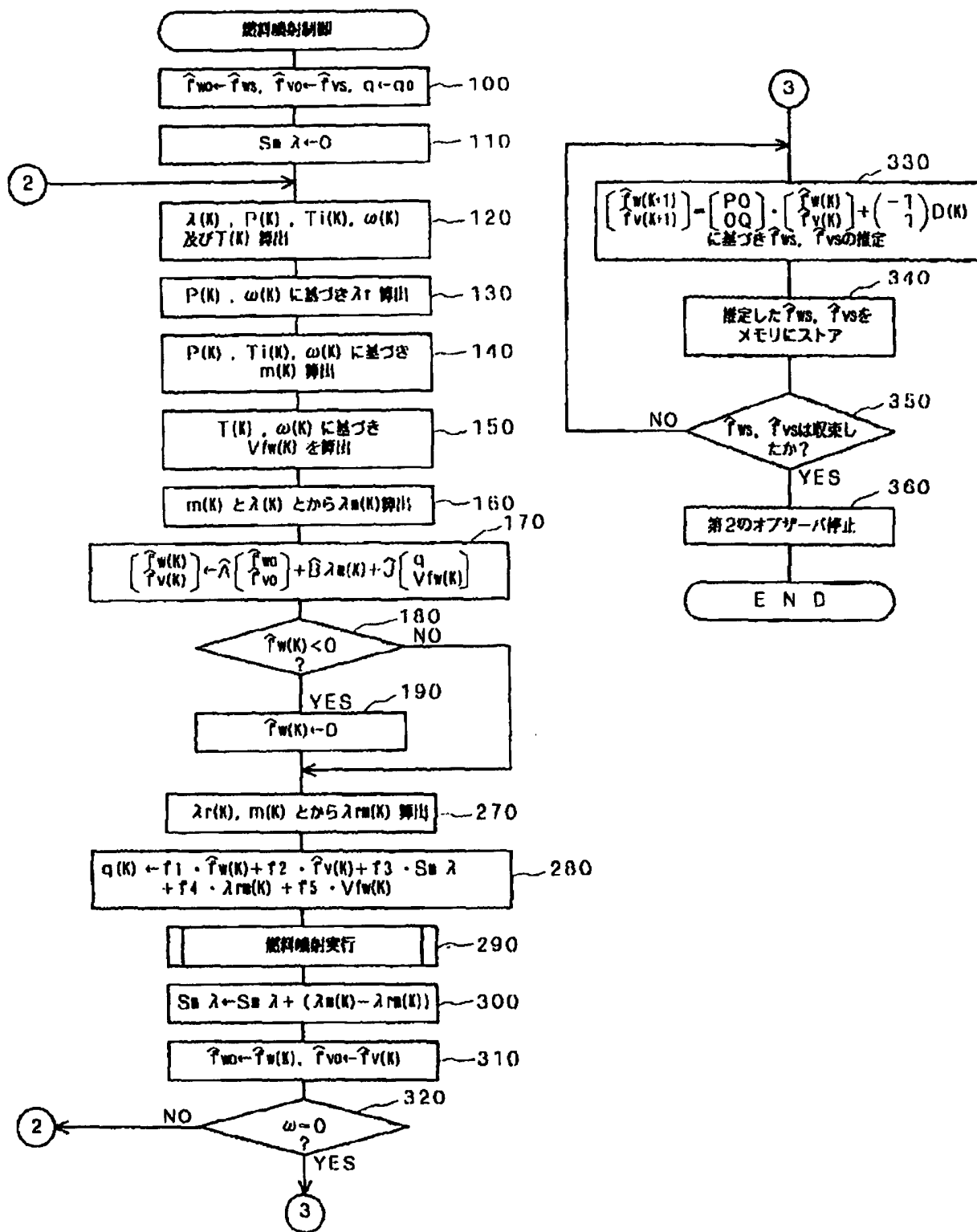
- |                |                 |
|----------------|-----------------|
| 4 ... 吸気管      | 2 ... 内燃機関      |
| 2 a ... シリンダ   | 3 2 ... 燃料噴射弁   |
| 1 2 ... 吸気圧センサ | 1 3 ... 吸気温度センサ |
| 1 6 ... 酸素センサ  | 2 0 ... 回転速度センサ |
| 2 6 ... 水温センサ  | 3 0 ... 電子制御回路  |

[A view 3]



[A view 4]







## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **01063635 A**

(43) Date of publication of application: 09.03.89

(51) Int. Cl.

**F02D 41/04**  
**F02D 45/00**

(21) Application number: **62218879**

(22) Date of filing: 01.09.87

(71) Applicant: **TOYOTA MOTOR CORP**

(72) Inventor: **SUZUKI TOSHIHIKO**

**(54) FUEL INJECTION QUANTITY CONTROL DEVICE  
FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

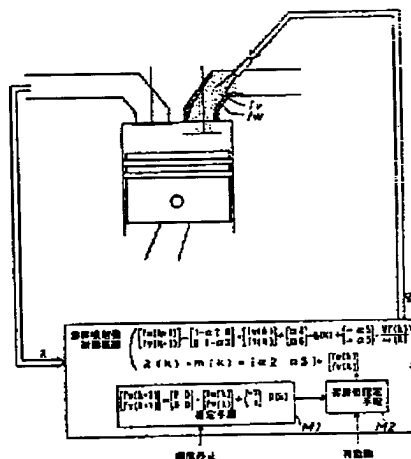
(57) Abstract:

**PURPOSE:** To improve the restartability of an engine by presuming quantities of an adhering and an evaporating fuel in an intake pipe on a fixed physical model after suspension of engine operation, and establishing the above-mentioned presumed values as the initial values of state variables in controlling a fuel injection quantity at the time of restarting the engine.

**CONSTITUTION:** Quantities of adhering fuel  $f_w$  on a wall surface of an intake pipe and of evaporating fuel  $f_v$  in the intake pipe are used as state variables to establish a physical model in which behavior of the fuel flowing into a combustion chamber is described. The quantities of the adhering fuel  $f_w$  and of the evaporating fuel  $f_v$  are determined in conformity with the physical model during engine operation, and a fuel injection quantity ( $q$ ) is therefore computed on the above-mentioned data  $f_w$ ,  $f_v$ . In addition to that, after suspension of the engine operation, a presuming means M1 presumes the quantities of the adhering fuel  $f_w$  and of the evaporating fuel  $f_v$  on the physical model in which the behavior of the fuel in the intake pipe during the suspension of engine operation is described. When the engine is restarted, an initial value setting means M2

establishes the presumed data  $f_w$ ,  $f_v$  as the initial values of the variable states in controlling the fuel injection quantity ( $q$ ).

**COPYRIGHT: (C)1989,JPO&Japio**



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2606226号

(45) 発行日 平成 9 年(1997) 4 月30日

(24) 登録日 平成 9 年(1997) 2 月13日

(51) Int.Cl. <sup>8</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 41/04	3 3 0		F 0 2 D 41/04	3 3 0 B
45/00	3 7 0		45/00	3 7 0 B

発明の数 1 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願昭62-218879	(73) 特許権者	999999999 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地
(22) 出願日	昭和62年(1987) 9 月 1 日	(72) 発明者	鈴木 敏彦 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自 動車株式会社内
(65) 公開番号	特開平1-63635	(74) 代理人	弁理士 足立 勉
(43) 公開日	平成 1 年(1989) 3 月 9 日	審査官	渡邊 真
		(56) 参考文献	特開 昭59-196930 (J P, A) 特開 昭58-8238 (J P, A) 特開 昭62-101855 (J P, A)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の燃料噴射量制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 吸気管壁面への付着燃料量  $f_w$  及び該吸気管内での蒸発燃料量  $f_v$  を状態変数とし、燃料噴射弁からの燃料噴射量  $q$ 、内燃機関の回転速度  $\omega$ 、吸気管壁面付着

燃料の蒸発量  $Vf$ 、シリンダ内に流入した燃料混合気の燃料と空気の比を表す燃空比  $\lambda$ 、及びシリンダ内に流入する空気量  $m$  に基づき内燃機関のシリンダ内に流入する燃料の挙動を、

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\alpha_2 & 0 \\ 0 & 1-\alpha_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_4 \\ \alpha_6 \end{bmatrix} \cdot q(k) \\ + \begin{bmatrix} -\alpha_5 \\ +\alpha_5 \end{bmatrix} \cdot Vf(k) / \omega(k)$$

$$\lambda(k) \cdot m(k) = [\alpha_2 \quad \alpha_3] \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + (1 - \alpha_4 - \alpha_6) q(k)$$

(ここで、 $k$ は吸気行程における $k$ 番目のサイクルを示し、 $\alpha_2 \sim \alpha_6$ は所定の値を示す。)

なる式にて記述した物理モデルに則って、内燃機関の回転中は内燃機関の前記付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを求め、燃料噴射弁からの燃料噴射量 $q$ を制御する内燃機関の燃料噴射量制御装置であって、

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k)$$

(ここで、 $k$ は吸気行程における $k$ 番目のサイクルを示す。)

なる式にて記述した物理モデルに基づき前記付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを推定する推定手段と、

内燃機関の再始動時に、該推定手段によって推定された付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを前記燃料噴射量 $q$ の制御における状態変数の初期値として設定する初期値設定手段と、

を備えた内燃機関の燃料噴射量制御装置。

【請求項2】推定手段は、推定される付着燃料量 $f_w$ が所定量以下となった時および／または蒸発燃料量 $f_v$ が飽和状態となったとき前記付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ との推定を中止する推定中止手段を備える特許請求の範囲第1項記載の内燃機関の燃料噴射量制御装置。

【発明の詳細な説明】

発明の目的

【産業上の利用分野】

本発明は、内燃機関のシリンダ内に流入する燃料の挙動を記述した物理モデルに則って、燃料噴射弁からの燃料噴射量を制御する燃料噴射量制御装置に関する。

【従来の技術】

従来より、内燃機関に供給される燃料混合気の空燃比が目標空燃比になるよう燃料噴射弁からの燃料噴射量を制御する燃料噴射量制御装置の一つとして、例えば特開昭59-196930号公報に記載の如く、内燃機関の回転速度と吸入空気量とから求められる基本燃料噴射量を補正する補正值を制御入力、空燃比センサを用いて検出される空燃比の実測値を制御出力とし、該制御入力と制御出力との間に線形な近似が成り立つものとして同定を行い、内燃機関の動的な振舞いを記述する物理モデルを求め、これに基づき設計された制御則により燃料噴射量を制御するよう構成された、所謂線形制御理論に基づく制御装置が知られている。

内燃機関の回転停止後、1サイクルあたりに吸気管外部にリークせず吸気管内に溜る付着燃料量の割合 $P$ 、1サイクルあたりに吸気管外部にリークせず吸気管内に溜る蒸発燃料量の割合 $Q$ 及び吸気管壁面付着燃料の蒸発速度 $D$ に基づいて吸気管における機関停止中の燃料の挙動を、

【発明が解決しようとする問題点】

しかし上記制御入力量と制御出力量との関係は本来非線形であり、単に線形近似により物理モデルを求めたのでは内燃機関の動的な振舞いを極めて狭い運転条件下でしか正確に記述することができない。このため従来の制御装置では、線形近似が成り立つとみなし得る複数の運転領域毎に数式モデルを求め、該物理モデルに基づき各運転領域毎に制御則を設計しなければならなかった。従ってこの種の制御装置では、制御に用いる制御則を上記物理モデルに対応して内燃機関の各運転領域毎に切り替えなければならず、制御が煩雑になるといった問題があった。また各運転領域の境界点では制御則の切り替えのために制御が不安定になるといった問題もある。

また、機関の回転停止後の吸気管内に残留している燃料量についてまで考慮がなされておらず、再始動時にオーバーリッチとなって始動特性を悪化させてしまうことが考えられた。

そこで本発明の内燃機関の燃料噴射量制御装置は、上記のように制御則を切り替えることなく（即ち一つの制御則で）内燃機関の広範囲な運転条件下で燃料噴射量を精度よく制御することができ、しかも再始動時の特性を向上することを目的とする。

発明の構成

【問題点を解決するための手段】

上記目的を達成するためになされた本発明の内燃機関の燃料噴射量制御装置は、第1図に例示するように、

吸気管壁面への付着燃料量 $f_w$ 及び該吸気管内での蒸発燃料量 $f_v$ を状態変数とし、燃料噴射弁からの燃料噴射量 $q$ 、内燃機関の回転速度 $\omega$ 、吸気管壁面付着燃料の蒸発量 $VI$ 、シリンダ内に流入した燃料混合気の燃料と空気の比を表す燃料比 $\lambda$ 、及びシリンダ内に流入する空気量 $m$ に基づき内燃機関のシリンダ内に流入する燃料の挙動を、

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1-\alpha_2 & 0 \\ 0 & 1-\alpha_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_4 \\ \alpha_6 \end{bmatrix} \cdot q(k) \\
 &+ \begin{bmatrix} -\alpha_5 \\ +\alpha_5 \end{bmatrix} \cdot Vf(k)/\omega(k) \\
 \lambda(k) \cdot m(k) &= [\alpha_2 \quad \alpha_3] \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} \\
 &+ (1-\alpha_4-\alpha_6) q(k)
 \end{aligned}$$

(ここで、 $k$ は吸気行程における $k$ 番目のサイクルを示し、 $\alpha_2 \sim \alpha_6$ は所定の値を示す。)

なる式にて記述した物理モデルに則って、内燃機関の回転中は内燃機関の前記付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを求め、燃料噴射弁からの燃料噴射量 $q$ を制御する内燃機関の燃料噴射量制御装置であって、

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k)$$

(ここで、 $k$ は吸気行程における $k$ 番目のサイクルを示す。)

なる式にて記述した物理モデルに基づき前記付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを推定する推定手段M1と、

内燃機関の再始動時に、該推定手段M1によって推定された付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを前記燃料噴射量 $q$ の制御における状態変数の初期値として設定する初期値設定手段M2とを備える。

ここで付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを求める際に用いられる物理モデルとしての2つの式について説明する。

まず内燃機関のシリンダ内に流入する燃料量 $f_c$ は、燃料噴射弁からの燃料噴射量 $q$ と、吸気管壁面への付着燃料量 $f_w$ と、吸気管内部での蒸発燃料量 $f_v$ とを用いて次式(1)のように記述することができる。

$$f_c = \alpha_1 \cdot q + \alpha_2 \cdot f_w + \alpha_3 \cdot f_v \quad \dots (1)$$

即ち上記燃料量 $f_c$ は、燃料噴射弁M3からの噴射燃料の直接流入量 $\alpha_1 \cdot q$ と、その噴射燃料が付着した吸気管からの間接流入量 $\alpha_2 \cdot f_w$ と、噴射燃料域は壁面付着燃料の蒸発により吸気管内部に存在する蒸発燃料の流入量 $\alpha_3 \cdot f_v$ との総和であると考えられることから、上式(1)のようにシリンダ内に流入する燃料量 $f_c$ を記述することができるのである。

上式(1)において、燃料噴射量 $q$ は燃料噴射弁の制

御量によって定まるので、吸気管壁面への付着燃料量 $f_w$ 及び吸気管内での蒸発燃料量 $f_v$ を知ることができれば、燃料量 $f_c$ を予測することができる。

そこで次に上記付着燃料量 $f_w$ 及び蒸発燃料量 $f_v$ について考える。

まず吸気管壁面への付着燃料量 $f_w$ は、吸気行程時のシリンダ内への流入によって、吸気サイクル毎にその一部 $\alpha_2$ が減少する他、吸気管内部への蒸発によって減少し、吸気サイクルと同期して燃料噴射弁から噴射される燃料噴射量 $q$ の一部 $\alpha_4$ が付着することによって増加する。また吸気行程毎の燃料蒸発量は $\alpha_5 \cdot Vf/\omega$ として表すことができる。このため吸気管壁面への付着燃料量 $f_w$ は次式(2)に示す如く記述できる。

$$\begin{aligned}
 f_w(k+1) &= (1-\alpha_2) \cdot f_w(k) \\
 &+ \alpha_4 \cdot q(k) - \alpha_5 \cdot Vf(k)/\omega(k) \quad \dots (2)
 \end{aligned}$$

(但し、 $k$ :吸気サイクル)

一方吸気管内部での蒸発燃料量 $f_v$ は、吸気行程時のシリンダ内への流入によって、吸気サイクル毎にその一部 $\alpha_3$ が減少する他、燃料噴射量 $q$ の一部 $\alpha_6$ が蒸発することによって増加し、更に上記付着燃料の燃料蒸発によって増加する。このため吸気管内の蒸発燃料量 $f_v$ は次式(3)に示す如く記述できる。

$$\begin{aligned}
 f_v(k+1) &= (1-\alpha_3) \cdot f_v(k) \\
 &+ \alpha_6 \cdot q(k) + \alpha_5 \cdot Vf(k)/\omega(k) \quad \dots (3)
 \end{aligned}$$

ここで吸気管M1の壁面からの燃料の蒸発量Vfは、吸気管M1内での燃料の飽和蒸気圧Psと吸気管M1内部の圧力

(吸気管圧力) Pとの関数として求めることができる。また飽和蒸気圧Psはセンサにより直接検出することは難しいが、飽和蒸気圧Psは吸気管壁面への付着燃料温度Tの関数であり、付着燃料温度Tは内燃機関M2のウォータジャケット水温或は吸気ポート付近のシリンダヘッド温度によって代表させることができるので、温度センサによりウォータジャケット水温或はシリンダヘッド温度を検出し、その検出結果T (°K) をパラメータとする例えば次式(4)に示す如き演算式を用いて、飽和蒸気圧Psを求めることができる。

$$Ps = \beta 1 \cdot T^2 - \beta 2 \cdot T + \beta 3 \quad \dots (4)$$

(但し、 $\beta 1, \beta 2, \beta 3$ :定数)

このため吸気管壁面からの燃料の蒸発量Vfの検出は、ウォータジャケット水温或はシリンダヘッド温度を検出する温度センサからの検出信号に基づき飽和蒸気圧Psを求めると共に、周知の吸気圧センサを用いて吸気管圧力Pを検出し、これら各値Ps及びPをパラメータとするデータマップ或は演算式を用いて蒸発量Vfを検出するようすればよい。また燃料蒸発量Vfは、飽和蒸気圧Psによって大きく変化するので、飽和蒸気圧Psをパラメータとする次式(5)

$$Vf = \beta 4 \cdot Ps \quad \dots (5)$$

(但し、 $\beta 4$ :定数)

を用いて近似的に求めるようにしてもよい。

次に内燃機関のシリンダ内に吸入された燃料量fc(k)は、内燃機関に供給された燃料混合気の燃空比入

(k)とシリンダ内に流入した空気量m(k)とから、次式(6)のように記述できる。

$$fc(k) = \lambda(k) \cdot m(k) \quad \dots (6)$$

ここでシリンダM3内に流入する空気量mは、例えば吸気管圧力Pと吸気温度Tiと内燃機関M2の回転速度 $\omega$ とをパラメータとする次式

$$m = \{ \beta x(\omega) \cdot P - \beta y(\omega) \} / Ti \quad \dots (6.5)$$

により容易に算出することができる。このため空気量mは、吸気管圧力P及び吸気温度Tiを周知の吸気圧センサ及び吸気温度センサにより検出し、その検出結果と上記回転速度センサによる検出結果とに基づき上式を用いて求めることで検出することができる。また吸気管圧力Pと回転速度 $\omega$ とをパラメータとするマップにより基本空気量mを求めその算出結果を吸気温度によって補正することで空気量mを検出することもできる。またスロットルバルブ上流に周知のエアフロメータを設けて吸気管M1内に流入する空気量を検出し、その検出結果に基づき吸気行程時にシリンダM3内に流入する空気量mを推定するようにしてもよい。

したがって上記各式の係数 $\alpha 1 \sim \alpha 6$ をシステム同定の手法により決定すれば、次式(7)及び(8)に示す如く、内燃機関の吸気サイクルをサンプリング周期として離散系で表現された、吸気管壁面への付着燃料量と蒸発燃料量とを状態変数とする状態方程式(7)及び出力方程式(8)を得ることができる。これらの状態方程式(7)と出力方程式(8)とにより、内燃機関のシリンダ内に流す燃料の挙動を記述する物理モデルが表される。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} fw(k+1) \\ fv(k+1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1-\alpha 2 & 0 \\ 0 & 1-\alpha 3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} fw(k) \\ fv(k) \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \alpha 4 \\ \alpha 6 \end{bmatrix} \cdot q(k) \\ &+ \begin{bmatrix} -\alpha 5 \\ +\alpha 5 \end{bmatrix} \cdot Vf(k) / \omega(k) \quad \dots (7) \end{aligned}$$

$$\lambda(k) \cdot m(k) = [\alpha_2 \quad \alpha_3] \cdot \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + (1 - \alpha_4 - \alpha_6) q(k) \quad \dots(8)$$

付着燃料量 $f_w$ 及び蒸発燃料量 $f_v$ は、回転速度 $\omega$ のようにセンサを用いて直接検出できず、また燃料の蒸発量 $Vf$ や空気量 $m$ のようにセンサによる検出結果をパラメータとする演算式等を用いて間接的に検出することもできないので、上記物理モデル（具体的には（7）式の状態方程式）又は該物理モデルに基づき設定された演算式を用いて、推定するようされているのである。

尚この推定の手段としては、例えば、最小次元オブザーバ（Minimal Order Observer）、同次元オブザーバ（Identity Observer）、有限整定オブザーバ（Dead Beat Observer）、線形関数オブザーバ（Linear Function Observer）或は適応オブザーバ（Adaptive Observer）として、古田勝久他著「基礎システム理論」（昭和53年）コロナ社、或は古田勝久他著「メカニカル

システム制御」（昭和59年）オーム社等、に詳解されている周知の設計法によりオブザーバとして構成してもよく、上記（7）式をそのまま用いて状態変数を算出するよう構成してもよい。こうして求めた付着燃料量、蒸発燃料量の推定値 $f_w, f_v$ 、や1サイクルあたりの蒸発量 $Vf/\omega$ 、および空気量 $m$ と目標燃空比 $\lambda_r$ との積（即ちシリンダ内に流入させる目標燃料量） $\lambda_{rm}$ に基づいて、内燃機関の燃料量制御装置は、燃料噴射弁からの燃料噴射量 $q$ を算出する。

推定手段M1は、内燃機関の回転停止後、吸気管における機関停止中の燃料の挙動を次式（9）にて記述した物理モデルに基づき、付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを算出するものである。

$$\begin{bmatrix} f_w(k+1) \\ f_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_w(k) \\ f_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k) \quad \dots(9)$$

ここで $P$ および $Q$ は、それぞれ、1サイクルあたりに吸気管外部にリークせず吸気管内に溜る付着燃料量及び蒸発燃料量の割合を示し、実験的に値が定まる。したがって、 $P$ および $Q$ がほぼ値1であるときには、機関の停止後の吸気管はほとんどリークがない密閉した系であることを示す。 $D(k)$ は吸気管壁面に付着した燃料が1サイクルあたりに吸気管内に蒸発する蒸発速度を示す。機関が停止すると吸気管内の圧力は変化しないので、 $D(k)$ は吸気管壁面の温度のみの関数となる。また、推定手段M1は、演算式（9）にもとづく付着燃料量 $f_w$ 、蒸発燃料量 $f_v$ の推定を、機関の停止後からの次の始動までくりかえし継続しても、ある状態に至ったら途中で停止してもよい。前者のとき、くりかえしの周期は1秒毎といった固定値に設定しても、あるいは吸気管壁面の温度に応じて変化させてもよく、機関停止直後の温度下降の激しいときには短い周期とし機関停止から暫く経過して温度が一定になると長い周期（たとえば1時間）に設定

してもよい。後者のとき、推定の停止条件として

$$f_v(k+1) = f(k)$$

（ $P \neq 1, Q \neq 1$ で定常状態に至ったとき）、

$$f_v(k+1) \geq V \times g$$

（ $P = Q = 1$ で飽和状態に至ったとき

$V$ : 吸気管内容積

$g$ : 飽和蒸気密度）

$$f_w = 0$$

（総てリークしてしまい付着燃料量 $f_w$ がなくなってしまうとき）、等を挙げることができる。

推定手段M1が機関停止後の推定の際に用いる付着燃料量および蒸発燃料量の初期値として、物理モデル（式（7）、（8））により定まる停止直後の状態変数 $f_w, f_v$ を用いてもよく、あるいは機関の回転停止前であっても停止前の噴射量 $q$ と回転速度 $\omega$ とからマップや演算式にもとづいて推定した値を用いても、さらには単に固定値を用いてもよい。

初期値設定手段M2は内燃機関の再始動時に推定手段M1によって推定された付着燃料量と蒸発燃料量とを前記燃料噴射量の制御における状態変数 $f_w$ 、 $f_v$ の初期値として設定するものであって、始動時の燃料増量を考慮し、予め推定手段M1により推定された付着燃料量 $f_w$ 、蒸発燃料量 $f_v$ から始動時の増量分を減じた量を状態変数 $f_w$ 、 $f_v$ の初期値としてもよい。

#### 〔作用〕

本発明の内燃機関の燃料噴射量制御装置は、内燃機関の回転中は、内燃機関のシリンダ内に流入する燃料の挙動を前述の式（7）、（8）にて記述した物理モデルに則って、付着燃料量 $f_w$ および蒸発燃料量 $f_v$ を求め、燃料噴射弁からの燃料噴射量 $q$ を制御する。このため、単一の制御則に基づき、内燃機関の広範囲な運転条件下で燃料噴射量を精度よく制御することができる。

一方、内燃機関の停止後は、推定手段M1が、吸気管における機関停止中の燃料の挙動を前述の式（9）にて記述した物理モデルに基づき、付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを推定し、内燃機関の再始動時には、初期値設定手段M2が、推定手段M1によって推定された付着燃料量 $f_w$ と蒸発燃料量 $f_v$ とを燃料噴射量 $q$ の制御における状態変数の初期値として設定する。

つまり、再始動時に吸気管内に残溜している燃料量を正確に求めることができ、それを燃料噴射量 $q$ の制御における状態変数 $f_w$ 、 $f_v$ の初期値として設定するから、再始動時に余分に燃料を供給してしまうことはなく、再始動時の始動特性を改善できる。

#### 〔実施例〕

以下本発明の実施例を図面と共に説明する。

まず第2図は本発明が適用された内燃機関2及びその周辺装置の構成を表す概略構成図である。

図示するように、吸気管4には、吸入空気を洗浄するエアクリーナ6、吸気量を制御するためのスロットルバルブ8、吸気の脈動を抑えるためのサージタンク10、その内部の圧力（吸気管圧力） $P$ を検出する吸気圧センサ12、及び吸気温度 $T_i$ を検出する吸気温センサ13が備えられている。

一方排気管14には、排気中の酸素濃度から内燃機関2のシリンダ2a内に流入した燃料混合気の燃空比 $\lambda$ を検出するための酸素センサ16や、排気を浄化するための三元触媒コンバータ18が備えられている。

また当該内燃機関2には、その運転状態を検出するためのセンサとして、上記吸気圧センサ12、吸気温センサ13及び酸素センサ16の他、ディストリビュータ20の回転から内燃機関2の回転速度 $\omega$ を検出するための回転速度センサ22、同じくディストリビュータ20の回転から内燃機関2への燃料噴射タイミング $t$ を検出するためのクランク24、及び内燃機関2のウォータジャケットに取り付けられ、冷却水温 $T$ を検出する水温センサ26が備えられている。尚ディストリビュータ20はイグナイタ28からの

高電圧を所定の点火タイミングで点火プラグ29に印加するためのものである。上記各センサからの検出信号は、マイクロコンピュータを中心とする論理演算回路として構成された電子制御回路30に出力され、燃料噴射弁32を駆動して燃料噴射弁32からの燃料噴射量を制御するのに用いられる。

電子制御回路30は、予め設定された制御プログラムに従って燃料噴射量制御のための演算処理を実行するCPU40、CPU40で演算処理を実行するのに必要な制御プログラムや初期データが予め記録されたROM42、同じくCPU40で演算処理を実行するのに用いられるデータが一時的に読み書きされるRAM44、上記各センサからの検出信号を入力するための入力ポート46、及びCPU40での演算処理に応じて燃料噴射弁32に駆動信号を出力するための出力ポート48、等から構成され、内燃機関2のシリンダ2a内に流入する燃料混合気の燃空比 $\lambda$ が内燃機関2の運転状態に応じて設定される目標燃空比 $\lambda_r$ になるよう燃料噴射弁32からの燃料噴射量 $q$ をフィードバックするよう構成されている。次にこのフィードバック制御に使用される制御系を第3図に示すブロックダイアグラムに基づいて説明する。尚、第3図は制御系を示す図であって、ハード的な構成を示すものではなく、実際には第4図のフローチャートに示した一連のプログラムの実行により、離散系として実現される。また本実施例の制御系は、内燃機関の回転中において前述の（7）及び（8）式に示した物理モデルに基づき設計されており、内燃機関の停止中においては前述の（9）式に示した物理モデルに基づき設計されている。

第3図に示すように、本実施例の制御系では、まず上記水温センサ26で検出された冷却水温 $T$ は第1演算部P1に inputs される。すると第1演算部P1では、その入力された冷却水温 $T$ が前述の（4）式の如き演算式を用いて吸気管4内での燃料の飽和蒸気圧 $P_s$ に変換され、更にその変換された飽和蒸気圧 $P_s$ が、前述の（5）式の如き演算式により吸気管4の壁面に付着した燃料の蒸発量 $V_f$ に変換される。またその変換された蒸発量 $V_f$ は除算部P2に inputs され、上記回転速度センサ22を用いて検出される内燃機関2の回転速度 $\omega$ によって除算される。そしてその除算結果 $V_f/\omega$ は係数 $f_5$ 乗算部P3に inputs され、予め設定された係数 $f_5$ が乗算される。

一方回転速度センサ22により検出される回転速度 $\omega$ は、吸気圧センサ12により検出される吸気管圧力 $P$ や吸気温センサ13により検出される吸気温 $T_i$ と共に第2演算部P4にも inputs される。第2演算部P4は、上述の（6.5）式の如き演算式を用いて内燃機関2の回転速度 $\omega$ と吸気管圧力 $P$ と吸気温度 $T_i$ とからシリンダ2a内に流入する空気量 $m$ を算出するためのもので、その算出結果は、第1乗算部P5及び第2乗算部P6に出力される。そして第1乗算部P5では、上記酸素センサ16により検出されるシリンダ2a内に流入した燃料混合気の燃空比 $\lambda$ と第2演算部P4



で算出された空気量 $m$ とが乗算され、これによってシリンダ2a内に実際に流入した燃料量（実燃料量） $\lambda m$ が算出される。

また第2乗算部P6では、内燃機関2の負荷に応じて設定される目標燃空比 $\lambda r$ と第2演算部P4で算出された空気量 $m$ とが乗算され、これによってシリンダ2a内に流入すべき燃料量（目標燃料量） $\lambda rm$ が算出される。そして乗算部P6で算出された目標燃料量 $\lambda rm$ は係数 $f4$ 乗算部P7に入力され、予め設定された係数 $f4$ が乗算される。

また第1乗算部P5及び第2乗算部P6の算出結果は共に偏差算出部P8に入力され、その偏差 $m(\lambda - \lambda r)$ が算出される。そしてその算出結果は逐次加算部P9で加算され、その算出結果には係数 $f3$ が乗算部P10で予め設定された係数 $f3$ が乗算される。

上記第1乗算部P5で算出された実燃料量 $\lambda m$ 及び除算部P2の乗算結果 $Vf/\omega$ はオブザーバP11にも出力される。オブザーバP11は、第1のオブザーバと第2のオブザーバとを有し、内燃機関の回転中においては第1のオブザーバが予め設定された演算式を用いて、実燃料量 $\lambda m$ と、除算部P2の除算結果 $Vf/\omega$ と、燃料噴射弁32からの燃料噴射量 $q$ と、前回推定した吸気管4壁面への付着燃料量 $\hat{f}w$ 及び吸気管4内での蒸発燃料量 $\hat{f}v$ とから、付着燃料量 $\hat{f}w$ と蒸発燃料量 $\hat{f}v$ とを推定する。その推定結果 $\hat{f}w$ 及び $\hat{f}v$ には、夫々、係数 $f1$ 乗算部P12及び係数 $f2$ 乗算部P13で係数 $f1$ 及び $f2$ が乗算される。

さらに、これらの乗算部P12及びP13からの乗算結果は、他の乗算部P4、P7、P10での乗算結果と共に、加算部P14～P17で加算され、これによって燃料噴射弁32から

の燃料噴射量 $q$ が決定される。

一方、内燃機関の停止中においては第2のオブザーバが第1のオブザーバから回転停止直後の付着燃料量および蒸発燃料量の推定値 $\hat{f}w$ 、 $\hat{f}v$ を読み込み、この値を初期値として予め設定された演算式を用いて付着燃料量 $\hat{f}ws$ 及び蒸発燃料量 $\hat{f}vs$ をくりかえし推定する。内燃機関が再始動するとき、第2オブザーバは推定した付着燃料量 $\hat{f}ws$ および蒸発燃料量 $\hat{f}vs$ を第1のオブザーバに戻し、第1のオブザーバはこの値 $\hat{f}ws$ 、 $\hat{f}vs$ を再始動時の初期値 $\hat{f}wo$ 、 $\hat{f}vo$ とする。

次に上記第3図の制御系の設計方法について説明する。尚、この種の制御系の設計方法としては、例えば、古田勝久著「実システムのデジタル制御」システムと制御、Vol. 28, no. 12 (1984年) 計測自動制御学会等に詳しいので、ここでは簡単に説明する。また本実施例で、スミスーデビソン (Smith-Davison) の設計法を使用するものとする。

上述した本実施例の制御系は、前述の(7)及び(8)式に示した物理モデルに基づき設計されている。つまり、非線形な物理モデルである式(7)、(8)に対して次の処理を行う。

- (1) 変数を置き換えて線形化し、
- (2) 外乱を考慮し、
- (3) サーボ系に拡大し、
- (4) 評価関数を求めてパラメータを定め、最適フィードバックゲイン $F$ を算出する。

この結果、本実施例では式(11)を得ることができ、第3図に示す制御系ができあがる。

$$q(k) = f1 \cdot \hat{f}w(k) + f2 \cdot \hat{f}v(k) + \sum_{j=0}^{\infty} f3 \cdot m(j) \\ + (\lambda(j) - \lambda r) + f4 \cdot m(k) \lambda r \\ + f5 \cdot Vf(k) / \omega(k) \quad \dots (11)$$

次にオブザーバP11は、上式(11)における吸気管4壁面への付着燃料量 $\hat{f}w$ 及び吸気管4内での蒸発燃料量 $\hat{f}v$ を直接測定できないため、その値を推定するためのものであり、内燃機関の回転中においては第1のオブザーバが推定を行ない、内燃機関の停止後においては第2のオブザーバが推定を行なう。オブザーバの設計方法として

はゴピナスの設計法等が知られており、「基礎システム理論」(前掲書)等に詳しいので、ここでは最小次元オブザーバを設計するものとし、その設計について簡単に説明する。上述の(7)、(8)式を線形変換してやると、オブザーバの一般系は、次式(12)のように定まる。

$$\begin{bmatrix} \hat{f}w(k+1) \\ \hat{f}v(k+1) \end{bmatrix} = \hat{A} \begin{bmatrix} \hat{f}w(k) \\ \hat{f}v(k) \end{bmatrix} + \hat{B} \lambda m(k) \\ + \hat{J} \begin{bmatrix} q(k) \\ Vf(k) / \omega(k) \end{bmatrix} \quad \dots (12)$$

これにより付着燃料量 $f_w$ 及び蒸発燃料量 $f_v$ が推定できる。

第2のオブザーバは、機関の回転停止後の吸気管にお

$$\begin{bmatrix} \hat{f}_w(k+1) \\ \hat{f}_v(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{f}_w(k) \\ \hat{f}_v(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} D(k) \quad \dots (13)$$

ここで $P, Q$ は機関の停止後、燃料が1周期あたりにリークせず吸気管内に溜っている割合を示し、実験的に定まる。 $D(k)$ は吸気管に付着した付着燃料が1周期あたりに蒸発する蒸発速度を示す。第2のオブザーバは、第1のオブザーバの機関停止直前の付着燃料量 $\hat{f}_w$ および蒸発燃料量 $\hat{f}_v$ を初期値として、周期1秒毎に式(13)に則ってくりかえし付着燃料量 $\hat{f}_{ws}$ 、および蒸発燃料量 $\hat{f}_{vs}$ を推定する。推定値 $\hat{f}_{ws}, \hat{f}_{vs}$ が収束し、 $\hat{f}_{vs} \geq V \times g$  ( $V$ :吸気管内容積  $g$ :飽和蒸気密度)あるいは

$\hat{f}_{ws} = 0$

のいずれかの条件式を満足したとき、第2のオブザーバは推定値 $\hat{f}_{ws}, \hat{f}_{vs}$ を保持し推定を終了する。

次に電子制御回路30で実行される燃料噴射制御を第4図に示すフローチャートに基づいて説明する。なお、以下の説明では現在の処理において扱われる量を添字 $(k)$ で表す。

当該燃料噴射制御は内燃機関2の運転開始と共に起動され、内燃機関2の運転中常時繰り返し実行される。

処理が開始されると、まずステップ100を実行して、予めRAM44にストアされている付着燃料量の推定値 $\hat{f}_{ws}$ 、蒸発燃料量の推定値 $\hat{f}_{vs}$ および初期の噴射量 $q_0$ をそれぞれ付着燃料量 $\hat{f}_{w0}$ 、蒸発燃料量 $\hat{f}_{v0}$ 、燃料噴射量 $q$ 、に入力して初期設定し、ステップ110で実燃料量 $\lambda_m$ と目標燃料量 $\lambda_{rm}$ との偏差の積分値 $S_m \lambda$ を0に設定する。そして続くステップ120では、上記各センサからの出力信号に基づき、燃空比 $\lambda(k)$ 、吸気管圧力 $P(k)$ 、吸気温度 $T_i(k)$ 、内燃機関2の回転速度 $\omega(k)$ 、冷却水温 $T(k)$ を求め、ステップ130に移行する。

ステップ130では、上記ステップ120で求めた吸気管圧力 $P(k)$ と、内燃機関2の回転速度 $\omega(k)$ とに基づき、内燃機関2の負荷に応じた目標燃空比 $\lambda_r$ を算出する。尚このステップ130では、通常、燃料混合気の空気過剰率が1(即ち理論空燃比)となるよう目標燃空比 $\lambda_r$ が設定され、内燃機関2の高負荷運転時等には燃料を通常より増量して内燃機関の出力を上げるため、目標燃

ける燃料の挙動を記述した物理モデル次式(13)に則って、再始動時に吸気管に残溜している付着燃料量 $\hat{f}_{ws}$ および蒸発燃料量 $\hat{f}_{vs}$ を推定するものである。

空比 $\lambda_r$ がリッチ側に設定され、内燃機関2の軽負荷運転時等には、燃料を通常より減量して燃費を向上するため、目標燃空比 $\lambda_r$ がリーン側に設定される。

ステップ130で目標燃空比 $\lambda_r(k)$ が設定されると、今度はステップ140に移行し、上記ステップ120で求めた吸気管圧力 $P(k)$ と吸気温度 $T_i(k)$ と内燃機関2の回転速度 $\omega(k)$ とに基づき、前述の(6.5)式に示した如き演算式またはデータマップを用いてシリンダ2a内に流入する空気量 $m(k)$ を算出する、前記第2演算部P3としての処理を実行する。

また続くステップ150では、上記ステップ120で求めた冷却水温 $T(k)$ に基づき吸気管壁面での飽和蒸気圧 $P_s(k)$ を求め、その値と吸気管圧力 $P(k)$ とから吸気管壁面に付着した燃料の蒸発量 $V_f(k)$ を算出し、更にその算出結果を内燃機関2の回転速度 $\omega(k)$ で除算することで、前回の吸気行程から次の吸気行程迄の間に吸気管4壁面からの燃料の蒸発量 $V_f(k)$ (即ち、 $V_f(k)/\omega(k)$ )を算出する第1演算部P1及び除算部P2としての処理を実行する。

そして続くステップ160では上記ステップ120で求めた燃空比 $\lambda(k)$ と上記ステップ150で求めた空気量 $m(k)$ とを乗算して、前回の吸気行程時にシリンダ2a内に流入した実燃料量 $\lambda_m(k)$ を算出する第1乗算部P5としての処理を実行し、ステップ170に移行する。

ステップ170では、上記ステップ160で求めた実燃料量 $\lambda_m(k)$ と、前回の燃料噴射量 $q$ と、上記ステップ150で求めた吸気管壁面からの燃料蒸発量 $V_{fw}(k)$ と、前回求めた付着燃料量 $\hat{f}_{w0}$ 及び蒸発燃料量 $\hat{f}_{v0}$ と、に基づき前記(12)の演算式を用いて付着燃料量 $\hat{f}_w(k)$ 及び蒸発燃料量 $\hat{f}_v(k)$ を推定するオブザーバP11の第1のオブザーバとしての処理を実行する。

このようにステップ170で付着燃料量 $f_w$ が推定されると、ステップ180に移行し、その付着燃料量の推定値 $\hat{f}_w$ が負であるか否かを判断する。そして推定値 $\hat{f}_w$ が負である場合には、ステップ190でその値を0に制定してステップ200に移行し、推定値 $\hat{f}_w$ が0以上であればそ

のままステップ270に移行する。

尚、このステップ180及びステップ190の処理は、内燃機関が例えば冷却水温80℃以上の高温時に軽負荷低回転で運転された場合に、吸気行程毎に算出される吸気管壁面付着燃料の蒸発量 $Vf/\omega$ が大きくなって、吸気管壁面の付着燃料量 $f_w$ が負の値として推定されることが考えられるからである。

そして続くステップ270では、上記ステップ130で設定した目標空燃比 $\lambda_r(k)$ と上記ステップ140で求めた空気量 $m(k)$ とを乗算して、シリンダ2a内に流入する目標燃料量 $\lambda_{rm}(k)$ を算出する、第2乗算部P6としての処理を実行した後、ステップ280に移行する。

ステップ280では、前回求めた実燃料量 $\lambda_m$ と目標燃料量 $\lambda_{rm}$ との偏差の積分値 $S_{m\lambda}$ と、上記ステップ170で設定された付着燃料量 $f_w(k)$ 及び蒸発燃料量 $f_v(k)$ と、ステップ270で求めた目標燃料量 $\lambda_{rm}(k)$ と、ステップ150で求めた燃料蒸発量 $Vf_w(k)$ とから、前述の(11)式を用いて燃料噴射量 $q(k)$ を算出し、ステップ290に移行する。

するとステップ290では、上記クランク角センサ24からの検出信号に基づき決定される燃料噴射タイミングで、上記ステップ190で算出された燃料噴射量 $q(k)$ に応じた時間燃料噴射弁32を開弁して実際に燃料噴射を行なう燃料噴射制御が実行される。

ステップ290で燃料噴射制御が実行され、内燃機関2への燃料供給が一旦終了すると、次にステップ300に移行し、上記ステップ160で求めた実燃料量 $\lambda_m(k)$ とステップ270で求めた目標燃料量 $\lambda_{rm}(k)$ との偏差を、前回求めた積分値 $S_{m\lambda}$ に加算して積分値 $S_{m\lambda}(k)$ を求める逐次加算部P10としての処理を実行し、ステップ310に移行する。そしてステップ310では、次の処理で付着燃料量 $f_w$ 及び蒸発燃料量 $f_v$ を推定するために用いる付着燃料量及び蒸発燃料量の基準値 $f_{wo}$ 、 $f_{vo}$ として、ステップ170で設定された付着燃料量 $f_w(k)$ 及び蒸発燃料量 $f_v(k)$ を設定する。機関の回転中はくりかえしステップ120に移行し本ルーチンを実行して燃料噴射を行うが、機関の回転が停止するとステップ330以降の処理に移行する(ステップ320)。尚、イグニッションキー(図示せず)がオフされ燃料噴射が中止されても機関が回転し続けている間は、ステップ120～ステップ320の処理を実行し $f_w(k)$ 、 $f_v(k)$ 、 $q(k)$ を算出する。機関の回転が完全に停止すると、停止直前の付着燃料量 $f_w$ および蒸発燃料量 $f_v$ を初期値として1秒おきに式(13)にもとづき付着燃料量 $f_{ws}(k+1)$ および蒸発燃料量 $f_{vs}(k+1)$ を算出し(ステップ330)、算出する度に $f_{ws}$ 、 $f_{vs}$ をRAM44にストアして値を更新する(ステップ340)。つづいて、ステップ350で付着燃料量 $f_{ws}(k+1)$ 及び蒸発燃料量 $f_{vs}(k+1)$ が収束したかどうかを調べる。つまり、P、Qの値がほぼ1であってリークがほとんどなく吸気管

内部が飽和蒸気圧に至ったとき( $f_{vs}(k+1) \geq V \times g$ )、あるいは完全にリークして $f_{ws}(k+1)$ が零になってしまったときには第2のオブザーバによる推定演算を中止して本ルーチンを終える(ステップ360)。したがって、メモリRAM44にストアされている推定値 $f_{ws}$ 、 $f_{vs}$ は機関の再始動時に燃料噴射量 $q$ 算出のための初期値 $f_{wo}$ 、 $f_{vo}$ として用いられる。

このように本実施例の燃料噴射量制御装置は、機関の回転中であっては回転に同期して第1のオブザーバにより付着燃料量 $f_w$ 、蒸発燃料量 $f_v$ を推定し、この推定値 $f_w$ 、 $f_v$ を用いて燃料噴射量 $q$ を算出し燃料噴射弁32からの燃料噴射を制御するが、機関の回転停止後においては、第1のオブザーバの停止直前の推定値 $f_w$ 、 $f_v$ を初期値として周期1秒毎に第2のオブザーバにより停止後の $f_{ws}$ 、 $f_{vs}$ を推定して保持し、推定値 $f_{ws}$ 、 $f_{vs}$ が収束したら第2のオブザーバの推定を中止する。したがって、保持された推定値 $f_{ws}$ 、 $f_{vs}$ は再始動時の状態変数の初期値 $f_{wo}$ 、 $f_{vo}$ として用いられる。

以上説明したように本実施例の燃料噴射制御装置では、制御則が内燃機関2における燃料の挙動を記述した物理モデルに基づき設定される。このため内燃機関2の吸気管温度、即ち内燃機関2の暖機状態によって変化する燃料の挙動を $Vf_w$ (即ち $Vf/\omega$ )によって非線形補償することができ、単一の制御則によって燃料噴射量を制御することができる。従って従来のように内燃機関の運転状態に応じて制御則を変更するといった複雑な制御が不要となり、制御系の簡素化を図ることができる。

しかも、本実施例の燃料噴射量制御装置は機関停止後の吸気管4における燃料の挙動を記述した物理モデルに則って、停止後の付着燃料量 $f_{ws}$ および蒸発燃料量 $f_{vs}$ を推定するので、再始動時の吸気管4内に残留している燃料量を正確に求めることができる。したがって再始動時に余分に燃料を供給してしまうことなく再始動時のアイドル特性を改善できる。この結果、噴射弁32への燃料の被りやエンジンストールを防止できる他、排ガスの浄化や燃費の向上を図ることができる。特に、停止後短時間のうちに再始動する場合には残留燃料量が多いので大きな効果をあげることができる。

発明の効果

以上説明したように本発明の内燃機関の燃料噴射量制御装置によれば、内燃機関における燃料の挙動を記述した物理モデルに則って制御則が設定され、単一の制御則に基づき内燃機関の広範囲な運転条件下で燃料噴射量を精度よく制御することができる。

しかも、本発明の内燃機関の燃料噴射量制御装置は推定手段により機関停止後の吸気管における燃料の挙動を記述した物理モデルに則って、停止後の付着燃料量および蒸発燃料量を推定するので、再始動時の吸気管内に残留している燃料量を正確に求めることができるという優れた効果を奏する。したがって、再始動時に余分に燃料

を供給してしまうことなく再始動時のアイドル特性を改善できる。この結果、噴射弁への燃料の被りやエンジンストールを防止できる他、排ガスの浄化や燃費の向上を図ることができる。特に、停止後短時間のうちに再始動する場合には残溜燃料量が多いので大きな効果をあげることができる。

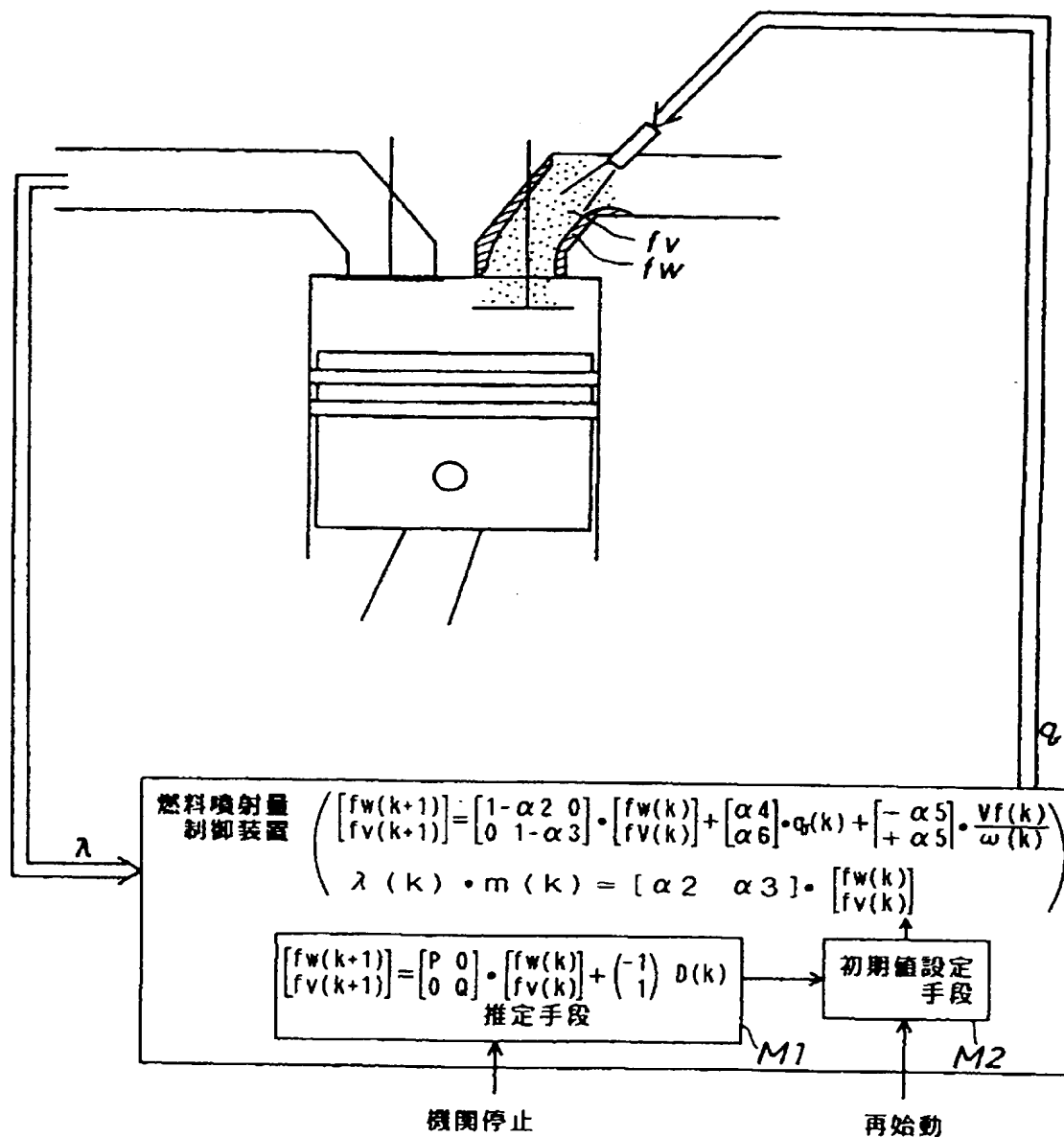
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の構成を例示するブロック図、第2図は実施例の内燃機関及びその周辺装置を表す概略構成図、

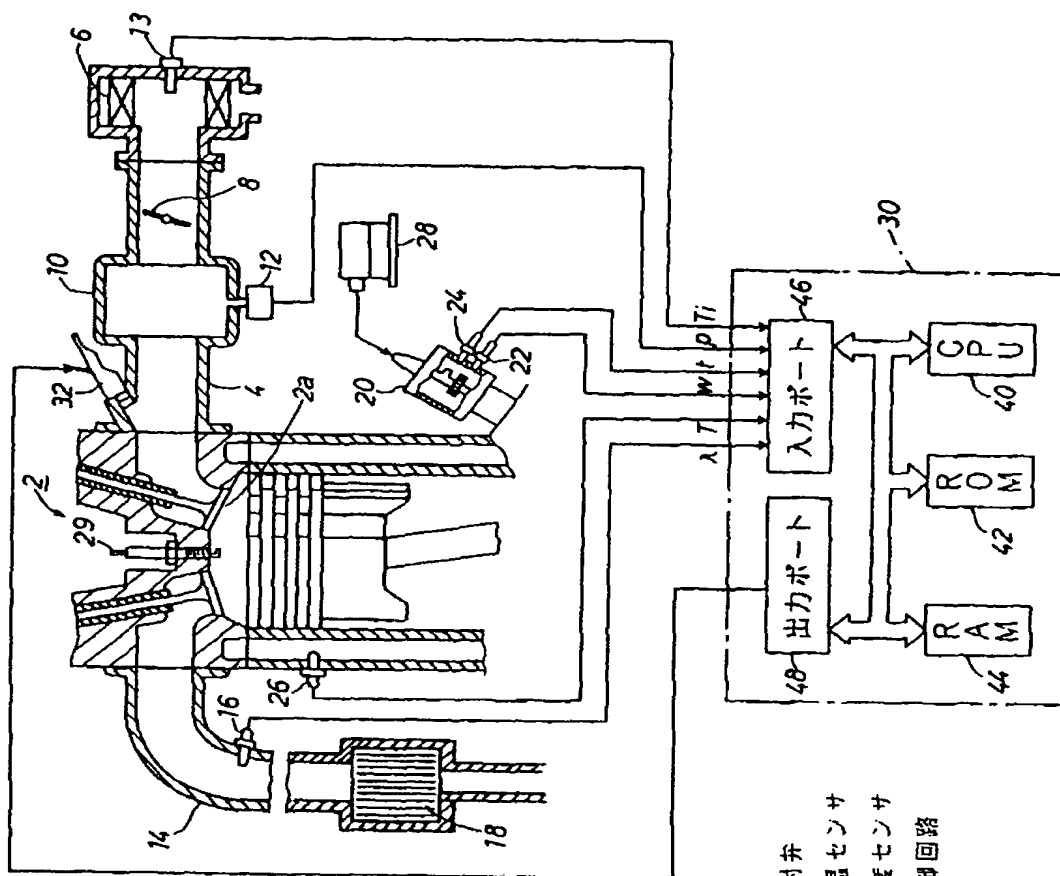
第3図は同じくその制御系を示すブロックダイヤグラム、第4図は同じくその制御を示すフローチャート、である。

4……吸気管、2……内燃機関  
2a……シリンダ、12……吸気圧センサ  
13……吸気温センサ、16……酸素センサ  
20……回転速度センサ、26……水温センサ  
30……電子制御回路、32……燃料噴射弁

【第1図】

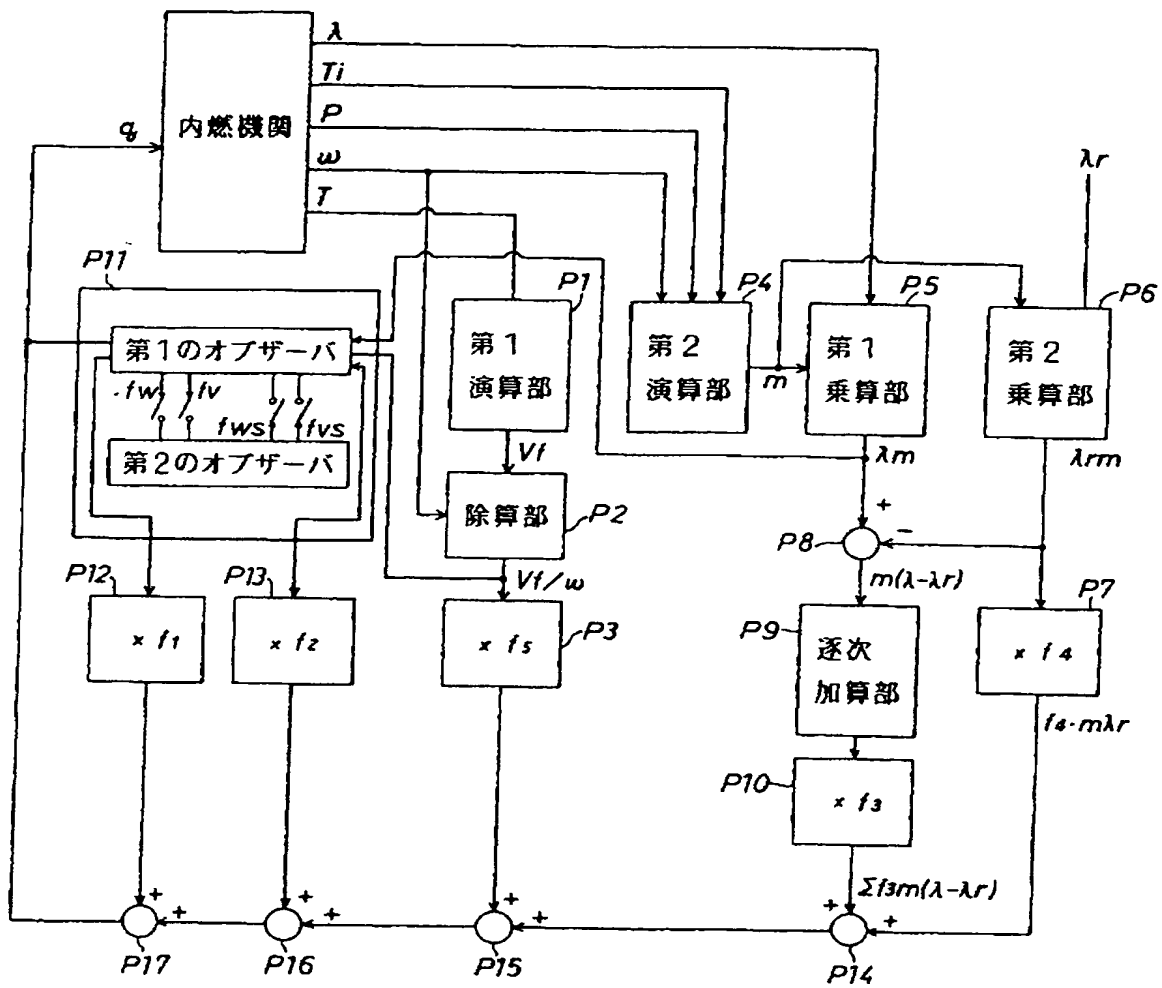


【第2図】



- |           |            |
|-----------|------------|
| 4…吸気管     | 2…内燃機関     |
| 2a…シリンダ   | 32…燃料噴射弁   |
| 12…吸気圧センサ | 13…吸気温度センサ |
| 16…酸素センサ  | 20…回転速度センサ |
| 26…水温センサ  | 30…電子制御回路  |

【第3図】



【第4図】

